

## 증속 기어 압축기용 스러스트 칼라의 윤활 성능 해석

이동현<sup>†</sup> · 김병욱 · 선경호

한국기계연구원 시스템다이내믹스 연구실

### Performance Analysis of Oil-lubricated Thrust Collars in Integrally Geared Compressors

Donghyun Lee<sup>†</sup>, Byungok Kim and Kyungho Sun

*Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material*

(Received July 7, 2018; Revised September 10, 2018; Accepted September 11, 2018)

**Abstract** – A multi-stage compressor (MSC) is comprised of several impellers installed in the pinion gear shaft driven by a main bull gear. In the pinion shaft, a thrust collar (TC) is installed to support the thrust load. The TC makes the lubrication system simpler in the MSC; therefore, it is widely used in similar kinds of machinery. Typically, TCs are installed on both sides of the bull gear and pressure is developed in the lubricated area by creating a taper angle on the TC and bull gear surface. In the current study, we developed a numerical analysis model to evaluate the performance of the TC considering its design parameters. We solved the Reynolds equation using the finite element method and applied the half Sommerfeld condition to consider cavitation. Based on the pressure calculated in the lubricated area, we calculated the power loss and minimum film thickness. In addition, we calculated stiffness and damping using perturbation method. We performed parametric studies using the developed model. The results of the analysis show that the maximum pressure presents in the center area of the TC and it increases with the taper angle. The area over which pressure is developed decreases with the taper angle. The results also show that there is an optimum taper angle providing minimum power loss and maximum film thickness. Additionally, the stiffness and damping decrease with the taper angle. As the applied load increases, the power loss increases and the minimum film thickness decreases. However, the stiffness and damping increase with the applied load.

**Keywords** – multi-stage compressor (다단 압축기), thrust collar (스러스트 칼라)

### 1. 서 론

산업용 공기 압축기는 자동차, 조선업 등의 도장이나 사상 공정, 금속 캐류 및 합성 수지 용기 제조 분야의 압력 성형 공정 등 제조업의 전 분야에 걸쳐 활용도가 매우 높은 장비이다. 공기 압축기는 압축 원리에 따라 일반적으로 왕복동식, 스크류식, 터보식 압축기로 분류할 수 있으며, 통상적으로 유량 10,000 m<sup>3</sup>/h 이상의 대형

공기 압축기의 경우에는 효율과 장비의 유지보수 측면에서 상대적으로 장점이 많은 장점을 가지는 터보식 압축기가 주로 사용된다. 이러한 터보식 공기 압축기 중 증속 기어를 통해 운전되는 다단 압축기는 단단 압축기에 비해 상대적으로 많은 유량과 높은 압축비 구현이 가능하므로 산업용 공기 압축기에 많이 적용이 되고 있다.

Fig. 1은 일반적인 3단 공기 압축기의 내부 회전축 구조를 나타낸다. 압축기 구동시 Bull gear는 일반적으로 전기 모터를 통해 전달되는 동력으로 회전하게 되며, Bull gear와 접촉하고 있는 Pinion gear축이 증속되어 회전하게 된다. Impeller는 Pinion gear축에 연결되는 구조를 가지며, 회전축은 1, 2단 Impeller가 연결되는 회전축

<sup>†</sup>Corresponding author: donghyun2@kimm.re.kr

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

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

© 2018, Korean Tribology Society

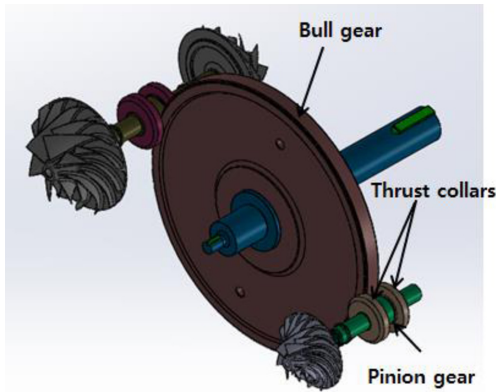


Fig. 1. Schematic view of multi-stage compressor.

과 3단 Impeller가 연결되는 회전축으로 구성된다. 이렇게 증속 기어 시스템으로 운전되는 다단 공기 압축기는 고속 회전하는 Pinion gear축에 Fig. 1과 같이 Thrust collar를 설치하여 축 방향으로 작용하는 하중을 지지하는 구조로 설계되는 경우가 많다. Thrust collar는 Bull gear 양단에 설치되며, Bull gear와 Thrust collar 사이에 공급되는 윤활유를 통하여 윤활을 하게 된다. 이렇게 Thrust collar를 통해 축방향 하중이 지지되는 구조는 Pinion gear 축에 별도의 스러스트 베어링이 필요 없기 때문에 회전축 구조가 단순해지는 장점을 가진다 [1]. 이러한 Thrust collar를 이용한 윤활 시스템에 관한 연구들은 다음과 같다.

Simon은 Helical gear 시스템의 Thrust collar에 대한 탄성 열윤활 해석을 수행하였다. 이러한 연구를 통하여 높은 점도의 윤활유를 사용하고, 회전축의 정렬 불량을 최소화하는 것이 Thrust collar의 윤활 성능향상을 위해 필요함을 보였다[2]. San Andres 등은 Thrust collar의 윤활 성능에 대한 해석 모델을 제시하였으며, 경사 각도에 따른 최소 유막두께, 축방향 강성, 감쇠 등의 해석 결과를 제시하였다[3]. 해석을 통해 Thrust collar의 경사각을 Bull gear 경사각보다 크게 설계하는 것이 윤활 성능향상에 필요함을 보였다. 이후, 상기의 해석 모델은 윤활막의 점성마찰에 의한 열 발생을 고려할 수 있는 해석 모델로 확장되었으며, 정렬 불량이 Thrust collar의 윤활성능에 큰 영향을 미칠 수 있음을 해석을 통해 보였다[4]. Yu와 Sadeghi는 Groove가 가공된 Thrust collar 대한 윤활성능 해석을 수행하였다[5]. 해석모델에서 윤활막의 온도예측을 위해 3차원 에너지 방정식이

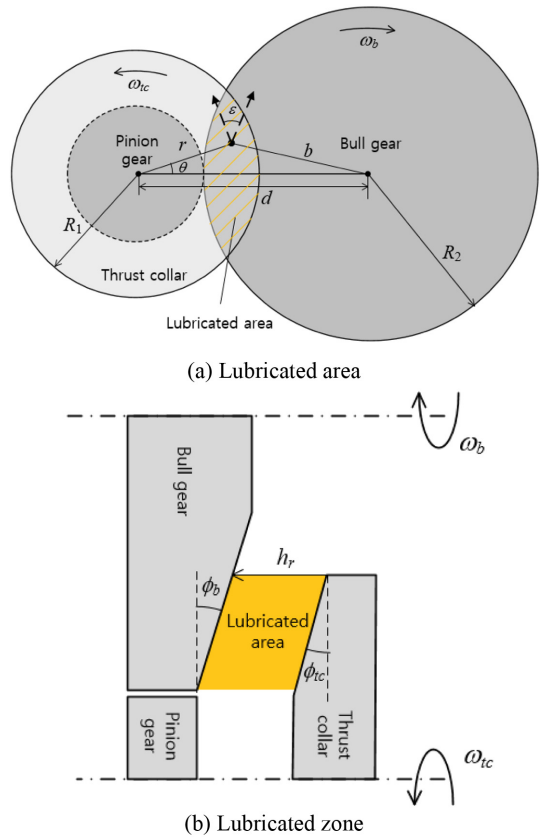


Fig. 2. Schematic view of lubricated area.

사용되었으며, 윤활막의 Cavitation 고려를 위해 Elord's 방법이 사용되었다. Jackson과 Green은 Thrust collar에 대한 마찰 토크를 실험적으로 측정하였으며[6], 이후 표면 돌기의 접촉을 고려한 Thrust collar의 윤활 해석모델을 제시하였다[7].

본 연구는 다단 공기압축기용 Thrust collar의 설계를 위한 기초 연구로서 해석과 관련 지배 방정식을 유도하였으며, 수치 해석을 통해 주어진 운전 조건에서 Thrust collar의 윤활성능에 대해 예측한 결과를 수록하였다.

## 2. 연구방법 및 내용

### 2-1. 지배 방정식

Fig. 2는 Bull gear와 Thrust collar를 나타낸다. 윤활 영역은 Fig. 2(a)에 빗금친 부분과 같이 Bull gear와

Thrust collar가 겹치는 부분에 형성된다. Bull gear 축과 Pinion gear 축의 회전속도는 각각  $w_b, w_{ic}$ 이며, Thrust collar의 회전속도는 Pinion 축과 동일하다. 윤활 영역은 Fig. 2(a)와 같이 Bull gear와 Pinion gear 사이의 축 중심 거리  $d$ 와 Thrust collar와 Bull gear 반경  $R_1, R_2$ 에 의해 결정된다. Bull gear와 Thrust collar는 윤활막에서의 압력 형성을 위해 Fig. 2(b)와 같이 각각  $\phi_b, \phi_c$ 의 경사를 가지며 이때 유막 두께  $h$ 는 Fig. 2(a)의  $r, \theta$  좌표계에서 식 (1)과 같이 표현된다.

$$h = h_r + (R_1 - d + b)\tan\phi_b - (R_1 - r)\tan\phi_c \quad (1)$$

상기식에서  $b$ 는 Bull gear 중심에서 해석 영역까지의 거리이며,  $h_r$ 은 Thrust collar 가장자리의 윤활막 두께를 나타낸다.

윤활막에서 발생하는 압력은 정상 상태일 때 식 (2)와 같은 Reynolds 방정식을 통해 계산된다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[ r \left\{ b\omega_b \sin(\varepsilon) \right\} \frac{h}{2} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \left\{ b\omega_b \cos(\varepsilon) + r\omega_{ic} \right\} \frac{h}{2} \right] \quad (2)$$

상기식에서  $\varepsilon$ 는 Fig. 2(a)와 같이 Bull gear 표면의 접선방향 속도 벡터와 Thrust collar 표면의 접선방향 속도 벡터 사이의 각도를 나타낸다. 또한  $p$ 는 윤활막에서 발생한 압력,  $\mu$ 는 윤활유의 점도를 나타낸다.

식 (2)에서 계산된 압력을 전체 윤활 영역에 대하여 식 (3)과 같이 적분을 하면 Thrust collar의 하중 지지능력을 계산할 수 있다.

$$W = \int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \int_{r_{\min}}^{R_1} (p - p_a) r dr d\theta \quad (3)$$

또한, 윤활유의 점성 마찰로 인해 소비되는 동력은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$L = \int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \int_{r_{\min}}^{R_1} \Phi r dr d\theta \quad (4)$$

여기서  $\Phi$ 는 식 (5)와 같이 표현된다.

$$\Phi = \frac{h}{2} \left\{ b\omega_b \sin(\varepsilon) \right\} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{h}{2} \left\{ b\omega_b \cos(\varepsilon) + r\omega_{ic} \right\} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \frac{\mu}{hr} \left[ \left\{ b\omega_b \right\}^2 - 2 \left\{ b\omega_b \cos(\varepsilon) + r\omega_{ic} \right\} + \left\{ r\omega_{ic} \right\}^2 \right] \quad (5)$$

Table 1. Design parameters for thrust collar

Properties	Symbol	Unit	Value
Thrust collar radius	$R_1$	mm	33.5
Bull gear radius	$R_2$	mm	318.5
Distance between bull gear and thrust collar	$d$	mm	336
Lubricant viscosity	$\mu$	Pas	0.135
Thrust collar speed	$\omega_{ic}$	rpm	28,680
Bull gear speed	$\omega_b$	rpm	1,780

Thrust collar의 강성과 감쇠는 윤활막의 미세섭동을 가정하여 유도한 Reynolds 방정식을 통해 계산할 수 있다[3].

### 2.2. 수치 해석

본 연구에서 식 (2)의 Reynolds 방정식은 유한 요소법을 통해 계산하였다. 해석에 사용된 경계 조건은 윤활막 경계에서 대기압 경계조건을 부여하였으며, 윤활막에서 발생하는 Cavitation을 고려하기 위해 Half Sommerfeld 조건을 적용하였다. 또한, 주어진 운전 조건에서 하중 조건을 만족하는 유막 두께를 찾기 위해 Newon-Raphson법을 사용하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3-1. 경사 각도에 따른 해석 결과

Table 1은 해석 대상이 되는 Bull gear 및 Thrust collar의 형상 및 운전 조건을 나타낸다. 본 연구에서는 Fig. 2의 Bull gear, Thrust collar의 경사 각도  $\phi_b, \phi_c$ 가 모두 동일한 경우를 가정하였다.

Fig. 3은 축방향 하중이 5 kN일 경우 Bull gear와 Thrust collar의 경사 각도에 따른 압력 발생과 유막 두께를 나타낸다. 해석에 고려한 하중의 크기는 해석 대상 시스템의 축 방향 하중이 가장 큰 경우이다. 각각의 그림에서 좌측은 압력 분포를 나타내며, 우측은 윤활막 두께를 나타낸다. 윤활막에서 발생하는 최대압력은 윤활영역 중간 부분 영역에서 나타나며, 윤활막 두께가 회전 방향에 대하여 작아지는 하부 절반 영역에서만 압력이 발생하였다. 또한, 윤활막 두께가 회전 방향에 따라 커지는 상부 영역에서는 Cavitation에 의해 대기압으로 유지되는 결과를 보였다. 또한, 윤활막에서 발생하는 최대 압력은 경사각이 가장 작은 경우인 1 deg일 경우

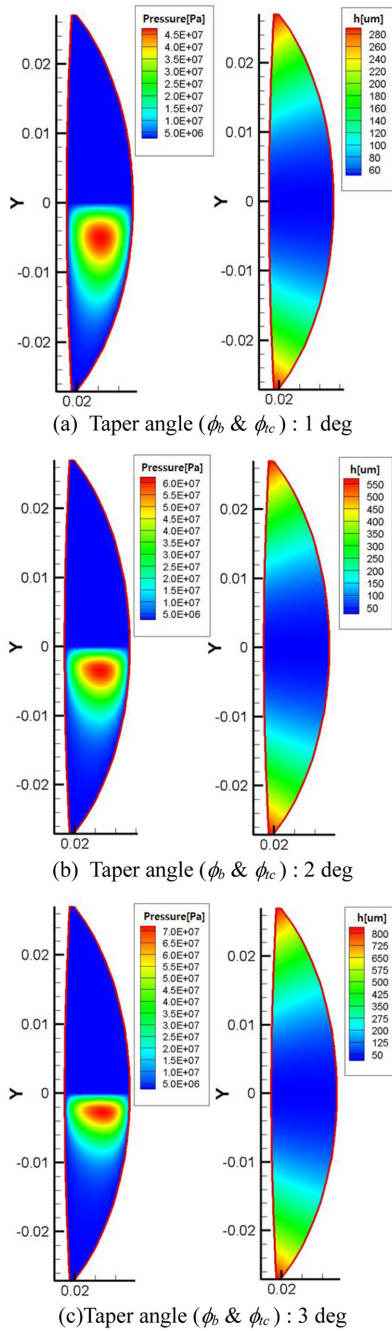


Fig. 3. Pressure distribution and film thickness when the applied load is 5 kN.

49 MPa 이었으며, 경사각이 가장 큰 3 deg인 경우 74 MPa까지 증가하였다. 또한, 경사각이 증가할수록 압력

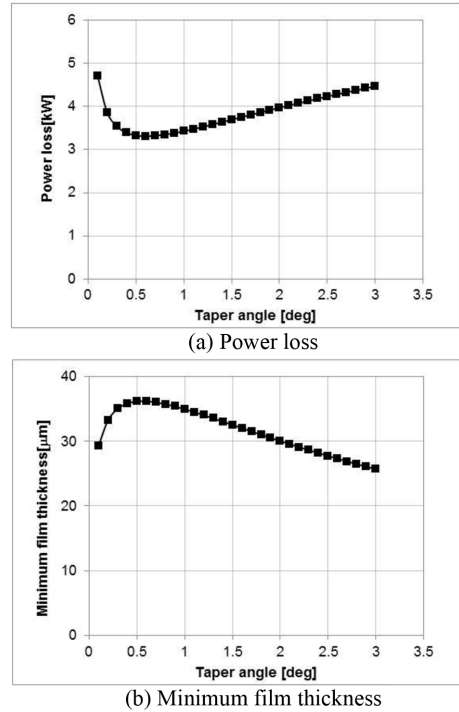


Fig. 4. Power loss and minimum film thickness when applied load is 5 kN.

발생 영역은 감소하였으며, 최대 압력이 발생 부분이 윤활면의 중간 부분으로 이동하는 결과가 나타났다.

Fig. 4는 Bull gear와 Thrust collar의 경사 각도에 따른 동력 손실과 최소 유막두께를 나타낸다. Fig. 4의 해석결과는 모두 축 방향 하중이 5 kN일 경우이다. 동력손실은 Fig. 4(a)에서 볼 수 있듯이 3~5 kW 범위로 예측되었으며, 경사각이 증가함에 따라 동력손실은 감소하였다가 다시 증가하는 형태로 나타났다. 동력 손실이 가장 작은 경우는 경사각이 0.6 deg인 경우로 이때의 동력손실은 3.3 kW로 계산되었다. 최소 유막두께는 Fig. 4(b)를 통해 볼 수 있듯이 해석 범위에서 25~36 mm로 나타났으며, 경사각 증가에 따라 증가하였다가 감소하는 경향을 보였다. 최소 유막두께가 가장 큰 경우는 경사각이 0.6 deg일 경우였으며, 이때의 최소 유막두께는 36 mm으로 계산되었다. 상기의 결과를 통해 동력손실이 가장 적고 최소 유막두께가 최대가 되는 경사각은 0.6 deg로 동일하였으며, 상기의 결과로부터 Bull gear와 Thrust collar의 경사각을 0.6 deg로 설계하는 것이 적절할 것으로 판단되었다.

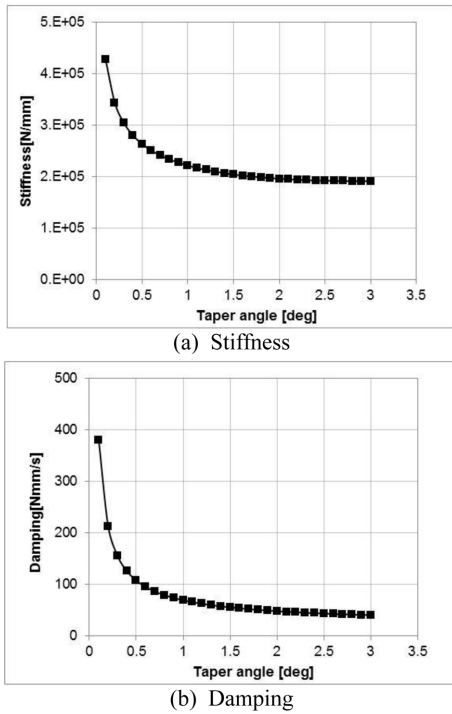


Fig. 5. Stiffness and damping when applied load is 5 kN.

Fig. 5는 축방향 하중이 5 kN일 경우 Thrust collar의 축 방향 강성과 감쇠를 나타낸다. 강성과 감쇠는 모두 경사각이 적을수록 크게 나타났으며, 경사각 증가에 따라 모두 감소하는 경향을 보였다. 경사각이 0.5 deg 이하의 작은 영역에서는 경사각 증가에 따라 강성과 감쇠가 큰 폭으로 감소하였지만, 경사각이 증가함에 따라 강성과 감쇠의 변화는 작아지는 것으로 예측되었다. 동력 손실이 최소화되며, 최소 유막두께가 최대가 되는 경사각 0.6 deg에서 강성과 감쇠는 각각  $2.5 \times 10^5$  N/mm, 95 Nmm/s로 계산되었다. Thrust collar의 강성과 감쇠는 축 방향 하중의 변동이 있을 경우 Pinion gear축의 진동 특성을 결정하는 중요한 변수이다. 따라서, Thrust collar 설계 시 해석을 통해 적절한 크기 이상의 경사각을 가지도록 설계하는 것이 중요할 것으로 판단된다.

3-2. 축방향 하중 변화에 따른 해석 결과

Fig. 6은 Bull gear와 Thrust collar의 경사각이 1 deg인 경우 하중 변화에 대한 동력 손실과 최소 유막 두께를 나타낸다. 소비동력은 Fig. 6(a)를 통해 볼 수

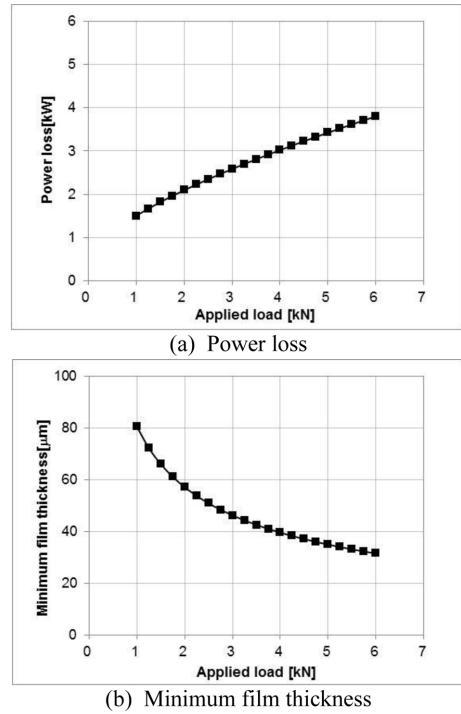


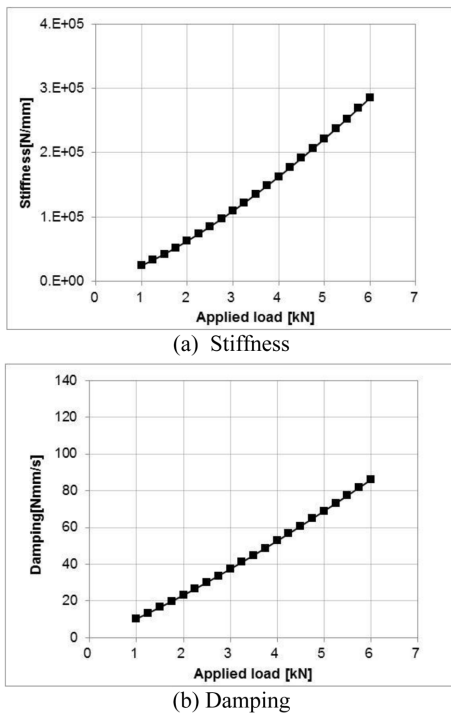
Fig. 6. Power loss and minimum film thickness when taper angle is 1 deg.

있듯이 하중 증가에 따라 점점 증가하는 경향을 보였으며, 하중이 1 kN에서 6 kN으로 증가함에 따라 소비 동력은 1.5 kW에서 3.8 kW로 2.5배 정도 증가하는 결과를 보였다. 이러한 동력 손실 증가는 Fig. 6(b)와 같이 하중 증가에 따른 유막 두께의 감소가 원인인 것으로 판단된다. Thrust collar의 소비 동력은 압축기 시스템 전체 효율과 관련된 중요한 성능지표이므로, 설계 시 상기의 윤활 해석을 통해 소비 동력에 대한 정확한 예측이 필요할 것으로 판단된다.

Fig. 7은 하중 변화에 대한 강성과 감쇠를 나타낸다. 해석 결과를 통해 볼 수 있듯이 하중 증가에 따라 축방향 강성과 감쇠는 증가하는 결과를 보였다.

4. 결 론

본 연구에서는 증속기어 방식의 다단 압축기에 적용되는 Thrust collar의 윤활성능을 해석하였다. 윤활성능 해석을 위한 수치해석 모델을 개발하였으며, 해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.



**Fig. 7. Stiffness and damping when taper angle is 1 deg.**

1. Thrust collar에서 압력은 윤활 영역의 하부 절반 영역에서만 발생하였으며, 최대 압력은 중심 부분에서 나타났다.

2. 하중이 일정할 때, 소비 동력이 최소가 되고, 최소 유막두께가 최대가 되는 경사각이 존재하였다.

3. 강성과 감쇠는 경사각이 작을수록 크게 나타났다.

4. 축방향 하중이 증가할수록 소비동력은 증가하며, 최소 유막 두께는 감소하는 결과를 보였다.

## Acknowledgements

본 연구는 산업통상자원부 에너지기술개발사업 ‘에너지 절감형 1,000 HP급 VSD 터보 공기압축기 개발’(과제번호 10106640)으로 수행된 연구 결과이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

- [1] Fingerhut, U., Rothstein, E., Sterz, G, “Standardized Integrally Geared Turbomachines - Tailor Made for the Process Industry,” 20th Turbomachinery Symposium, Houston, TX, September 1991.
- [2] Simon, V., “Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Rider Rings,” *Journal of Tribology*, Vol. 106, pp. 492-498, 1984.
- [3] San Andres, L., Cable, T. A., Wygant, K., Morton, A., “On the predicted performance of oil lubricated thrust collars in integrally geared compressors,” *Journal of Eng. Gas Turbines Power*, Vol. 137, pp. 052502, 2015.
- [4] Cable, T. A., San Andres, L., Wygant, K., “On the predicted effect of angular misalignment on the performance of oil lubricated thrust collars in integrally geared compressors,” *Journal of Eng. Gas Turbines Power*, Vol. 139, pp. 042503, 2017.
- [5] Yu, T. H., Sadeghi, F., “Thermal effects in thrust washer lubrication,” *Journal of Tribology*, Vol. 124, pp. 166-177, 2002.
- [6] Jackson, R., Green, I., “Study of the tribological behavior of a thrust washer bearing,” *Tribology Trans.*, Vol. 44, pp. 504-508, 2001.
- [7] Jackson, R., Green, I., “The behavior of thrust washer bearings considering mixed lubrication and asperity contact,” *Tribology Trans.*, Vol. 49, pp. 233-247, 2006.