

액체 추진 로켓 터보 펌프용 플로팅 링 실에 대한 해석 및 실험 결과의 비교 연구

이용복* · 안경민* · 김창호* · 하태웅**

Comparison of Theoretical Analysis with Test Results of Floating Ring Seals for the LRE Turbo Pump

Yong-Bok Lee*, Kyoung-Min An*, Chang-Ho Kim*, Tae-Woong Ha**

Key Words: Floating ring seal (플로팅 링 실), Leakage (누수량), Rotordynamic coefficients (회전체 동역학적 계수), Equivalent whirl frequency ratio (등가 휘돌림 주파수 비)

ABSTRACT

The floating ring seal has an advantage to find the optimum position by itself, which is used in the turbo pump of a liquid rocket. The main purpose of seals is to reduce the leakage. Especially, seals of the turbo pump for the liquid rocket engine are operated under the serious conditions such as high pressure above 10 MPa, very low temperature about -180°C and high rotating speed above 25,000 rpm. So, rotordynamic stability is very important for the system stability.

In this paper, the leakage and dynamic characteristics of floating ring seals were investigated by a experimental and analytical method. The theoretical results of the leakage performance for the floating ring seal showed much higher than that of experimental results. On the other hand, the results of stiffness and damping characteristics showed similarity each other. As the shaft speed was increasing, the whirl frequency ratio was increased in the experimental results.

1. 서론

액체 연료를 사용하는 로켓에서 터보 펌프는 산화제와 연료를 가압하여 연소기에 보내는 역할을 한다. 터보 펌프의 구조는 크게 고압 산화제 펌프 (HPOP: High Pressure Oxidizer Pump)와 고압 연료 펌프 (HPFP: High Pressure Fuel Pump), 그리고 터빈으로 이루어져 있는데, 이 중에서 고압 산화제 펌

프와 고압 연료 펌프의 임펠러 (impeller)에는 슈라우드 (shroud)를 따라 역류하는 유체의 흐름을 최소화하기 위하여 실 (seal)을 사용한다. 일반적으로 실의 누수 특성 (leakage characteristics)은 접촉 실 (contact seal)에서 우수하게 나타나지만, 고속으로 회전하는 터보 펌프에서는 실과 로터의 마모 현상을 줄이기 위해서 비접촉 실 (non-contact seal)을 사용한다. 비접촉 실에는 여러 가지가 있으나 플로팅 링 실은 나머지 실들과 달리 정지부에 고정되어 있지 않고 작동환경에 따라 적절한 편심위치를 능동적으로 찾아가기 때문에 비접촉 실의 단점인 간극을 최소화할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 또한 비접촉 실과 로

* 한국과학기술연구원 트라이블로지연구소

** 경원대학교 건축설비기계공학부

책임저자 E-mail : lyb@kist.re.kr

터사이의 간극에서는 유체의 전단 마찰력 같은 동적인 힘들이 발생하여 전체 터보펌프의 안정성을 저하시키는 원인으로 작용하는데, 플로팅 링 실에서는 편심률 (eccentric ratio)이 지나치게 증가하는 현상이 감소되므로 시스템의 안정성을 향상시킬 수 있는 것으로 판단된다.

펌프에서 사용되는 실은 Black⁽¹⁾의 이론 해석에 의해 중요성이 증명된 이후로 많은 연구가 진행되었는데, 플로팅 링과 관련된 연구로는 Kirk⁽²⁾에 의해 수행된 플로팅 링 오일 링 실에 대한 연구가 있다. 그러나 오일 링 실은 축 방향 유속이 층류라는 점에서 본 연구의 대상인 플로팅 링 실과는 다른 특성을 지니고 있다. 또한 $Ha^{(3)}$ 등에 의해서 해석적인 방법으로 플로팅 링 실에 대한 많은 연구가 진행되었으나, 아직까지 실험을 통한 해석의 정당성이 입증되지는 못하였다. 이에 본 논문에서는 플로팅 링 실의 정특성 및 동특성에 대하여 해석적인 연구결과와 실험적인 연구결과와의 비교 분석을 통해 해석의 정당성을 검증하고 아울러 플로팅 링 실의 특성에 대해서도 고찰하고자 한다.

2. 플로팅 링 실

2.1 플로팅 링 실의 지배방정식

Fig. 1과 Fig. 2에는 지지 링 (supporting ring) 과 고정 너트 (clamping nut)와 함께 이루어진 플로팅 링 실의 구조를 나타내었다.

플로팅 링 실은 작동환경에 따라 능동적으로 위치를 변경하는 특징을 가지고 있다. 펌프의 구동 전 실은 자중에 의해 축에 걸쳐져 최대 편심을 유지하다 펌프가 구동하면 Fig. 3과 같은 힘들에 의해 일정한 위치로 이동하게 된다. 그 후 실에 작용하는 힘들이 평

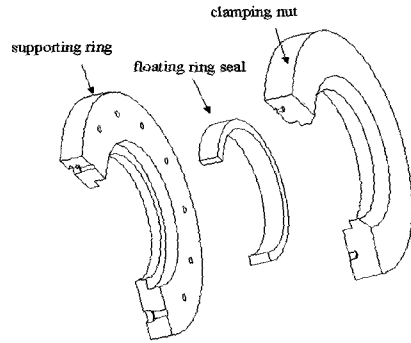


Fig. 2 Assembly drawing of a floating ring seal

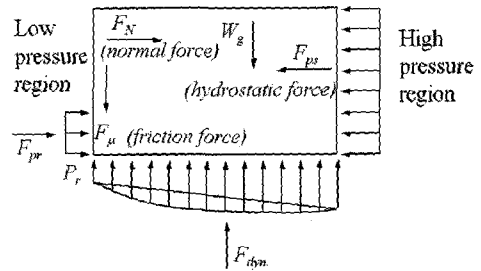


Fig. 3 Free body diagram of floating ring seal

형 (equilibrium)을 이루면 플로팅 링 실은 더 이상 이동하지 않게 되는데 이때의 위치를 고정 위치 (lock-up position)라고 한다. 고정 위치가 정해진 플로팅 링 실은 편심을 가진 평 실 (plain seal)과 같은 것으로 가정되어, 지배방정식인 식(1)~(3)을 사용하여 해석한다.

$$\begin{aligned}
 -H \frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{\rho}{2} f_s W U_s + \frac{\rho}{2} f_r W U_r \\
 + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t} (W) + W \frac{\partial}{\partial z} (W) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (W) \right\}
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 -\frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} &= \frac{\rho}{2} U_\theta U_s f_s + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_r f_r \\
 + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t} (U_\theta) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + W \frac{\partial U_\theta}{\partial z} \right\}
 \end{aligned} \tag{2}$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z} (W H) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} (U_\theta H) = 0 \tag{3}$$

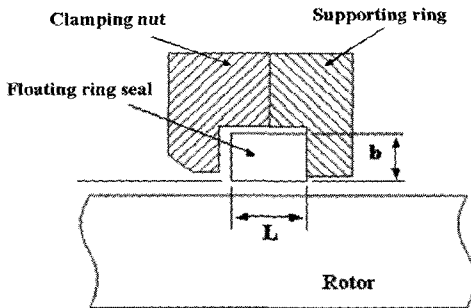


Fig. 1 Structural arrangement of floating ring seal

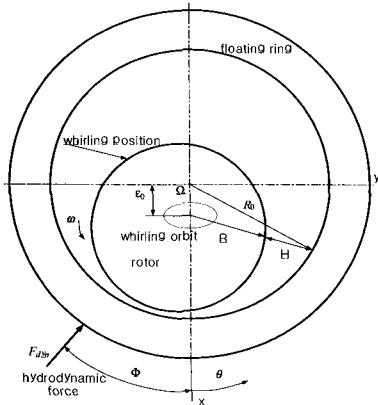


Fig. 4 Coordinate system of floating ring seal

Fig. 4는 본 논문에서 실을 해석하기 위하여 사용한 좌표계와 기호의 물리적 의미를 나타내고 있다. Fig. 4에서 ϵ_0 와 H 는 실의 편심량과 간극을 의미하며, ω 와 Ω 는 각각 축의 회전속도와 휘돌림 운동의 각속도를 나타낸다. 지배 방정식에 Nelson과 Nguyen (4),(5)의 FFT방법을 사용한 수치해석 기법을 적용하면 해를 얻을 수 있다. 지배방정식의 정상상태 식으로부터는 실의 누수량 및 편심을 등이 추출되고, 비정상 상태 식에 의해서는 강성 및 감쇠 계수 같은 회전체 동역학적 계수들이 유도된다. 이와 같은 해석은 이전 연구내용⁽³⁾을 기초로 하여 수행하였다.

2.2 실험 방법 및 실험 장치

하우징 가진 시 축에 의한 상대변위를 측정하기 위하여 별도의 변위센서를 사용하였다. 측정된 실의 변위는 좌표 변환을 통하여 편심률과 자세각 (attitude angle)으로 표현하였다. 실험장치에서 유체는 실을

통과한 후 다시 저장소로 돌아가도록 되어 있기 때문에 누수량은 실로 유입되는 유체의 양을 측정하여 얻을 수 있었다. 실험장치는 Massmann과 Nordmann⁽⁶⁾에 의해 제시된 방법을 기초로 하여 구성되어, 실제 터보 펌프에서와 반대로 고정된 축에 대한 하우징의 움직임을 통하여 실에서의 반력을 측정하였다. Fig. 5는 실험장치의 개략도를 도시하고 있다. 실험장치에 충격(impact) 신호를 가한 후 축에 대한 하우징의 상대변위를 변위센서를 통하여 측정하고, FRF(Frequency Response Function)방법을 사용하여 측정된 값으로부터 회전체 동역학적 계수들을 추출하였다. Fig. 6은 실제 FRF를 수행한 결과를 보여 주고 있다. 그리고 실험 결과의 불확실성 (uncertainty)을 최소화하기 위하여 각 실험을 5회 반복 수행하였고, 결과의 평균값은 기호로 나타내었으며 편차는 오차 바 (error bar)로 나타내었다.

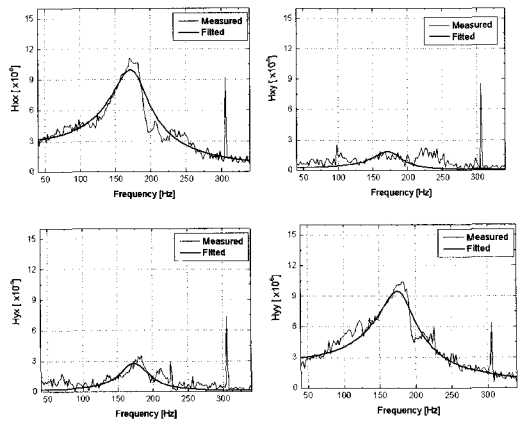


Fig. 6 Extraction of dynamic coefficients of floating ring seal using by least square method at $\Delta P=7.0\text{MPa}$ and $\omega=18,600\text{rpm}$

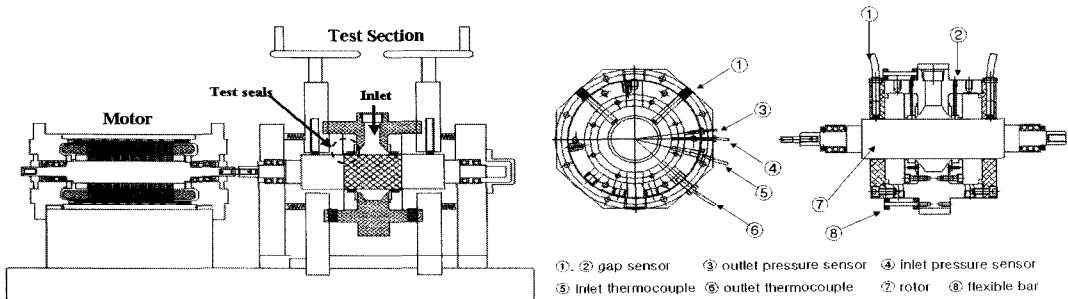


Fig. 5 Schematic diagram of floating ring seal test system

- ①, ② gap sensor
- ③ outlet pressure sensor
- ④ inlet pressure sensor
- ⑤ Inlet thermocouple
- ⑥ outlet thermocouple
- ⑦ rotor
- ⑧ flexible bar

Table 1 Specification of floating ring seal

Parameter	Value
Geometry condition	
Inner diameter of seal (D: mm)	53
Length of seal (L: mm)	8
Height of seal (b: mm)	4.5
Nominal clearance (Cr: mm)	0.1
Operating condition	
Pressure (ΔP : MPa)	3.0, 5.0, 7.0
Rotor speed (ω : RPM)	6200, 12400, 18600, 24800
Fluid density (ρ : kg/m ³)	997.1
Fluid viscosity (μ : N-s/m ²)	0.000894

Table 1은 본 논문에서 해석 및 실험을 위해 사용된 실의 기하학적 조건 및 작동 조건을 보여주고 있다. 연구된 실은 내경이 53 mm이고, 간극이 0.1 mm로 L/D가 0.151인 매우 짧은 실이다. 또한 플로팅 링 실의 실제 구동은 액화산소 조건에서 이루어지지만 실험의 안전성 및 용이성을 위해 본 연구에서는 작동유체로 물 (water)을 사용하여 연구를 진행하였다.

3. 해석과 실험 결과의 비교

3.1 플로팅 링 실의 정특성

플로팅 링 실에서 작용하는 힘들이 평형을 유지하는 상태는 베어링이나 평 실에서와 유사한 경우로 이때의 플로팅 링 실은 임의의 편심과 자세각을 갖는다. Fig. 7은 간극에 대해 플로팅 링 실의 중심이 이동한 거리의 비인 편심률을 나타낸다. 편심률은 축의 회전수 증가에 따라 감소하는 경향을 보였는데, 이는 실이 축의 기하학적 중심에 가까워진다는 것을 의미한다. 또한 해석과 달리 실험의 경우에는 고압에서 더 적은 편심률이 나타났는데, 이는 압력이 증가함에 따라 선 휘돌림 (pre-swirl)의 증가가 부가적인 동압을 발생시켜 상대적으로 실이 부상하여 편심이 감소된 것이라 사료된다. 실의 자세각은 유체의 전단 마찰력에 의해 영향을 받는데 이로 인해 축의 회전수 증가에 따라 증가한다는 것을 Fig. 8로부터 확인 할 수 있다.

실의 본래 목적인 누수 성능은 펌프의 성능과도 밀접한 관계가 있다. 또한 적절한 간극의 유지는 누수를 이용하여 고압 실의 후방에 있는 볼 베어링을 냉각시

키는 효과를 얻을 수 있을 뿐만 아니라 진동에 따른 축과의 상호 접촉을 감소시킬 수도 있다. Fig. 9는 실의 누수 특성을 회전 속도에 따라 나타낸 것으로 해석과 실험 모두에서 공급 압력의 차가 클수록 누수량이 증가하였고, 회전 속도가 증가함에 따라서는 감소

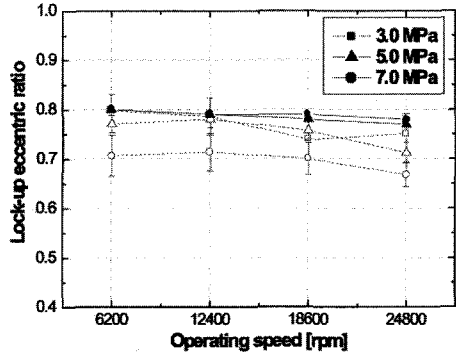


Fig. 7 Eccentric ratio of floating ring seal : theoretical analysis (solid) vs. experimental result (dash)

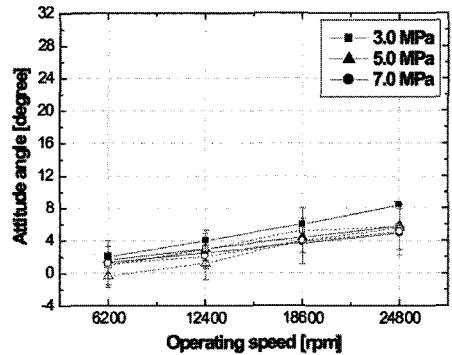


Fig. 8 Attitude angle of floating ring seal : theoretical analysis (solid) vs. experimental result (dash)

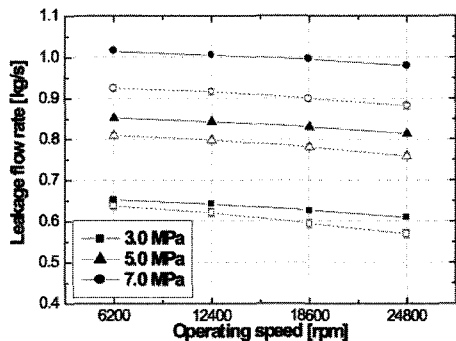


Fig. 9 Leakage flowrate of floating ring seal : theoretical analysis (solid) vs. experimental result (dash)

하는 경향을 보였다. 비교적 실험과 이론에 대한 경향이 잘 일치하였으며 고압 실험의 경우 최대 10% 정도의 오차 값을 보였다.

3.2 회전체 동역학적 계수

고속 회전하는 축과 고압의 실 사이의 간극에서는 전단 마찰에 의한 동역학적 힘이 발생하게 된다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 정적 평형 상태에서의 회전체 동역학적 계수인 강성 및 감쇠 효과로 표현이 가능한데 이러한 파라미터의 정확한 예측은 고속고압의 환경 하에서 운전되는 터보 기기의 설계 및 운전에는 매우 중요한 지표가 된다.

실과 관련한 회전체 동역학적 계수 중 직접 강성(direct stiffness) 계수는 Fig. 10에서 알 수 있듯이 일반적인 경우에서처럼 실험 값 및 해석 값 모두에서 압력이 증가할 경우 증가하는 경향을 보였으나 축의 회전수 증가에 대해서는 거의 일정한 값을 가진다는 것

을 알 수 있다. 플로팅 링 실의 연성 강성(cross-coupled stiffness) 계수는 실험에서 해석보다 더 작은 값을 보였다. 이것은 편심률이 해석 값보다 더 작게 나타나서 유체의 전단 마찰력이 감소했기 때문인 것으로 보이며 고압으로 갈수록 그리고 회전수가 증가할수록 그 차이를 더욱 뚜렷하게 확인 할 수 있다.

Fig. 11은 실의 직접 감쇠(direct damping) 및 연성 감쇠(cross-coupled damping) 계수를 나타낸다. 해석적으로 감쇠의 영향은 회전수가 증가할수록 미미하게 감소하는 경향을 나타내었으며 실험과 해석은 비교적 잘 일치하였다.

비접촉 실인 플로팅 링 실에서는 작동 중에 시스템을 안정시키려는 힘과 불안정 시키려는 힘들이 유발된다. 따라서 이러한 힘들을 정량적으로 표현하여 실의 안정성을 나타낼 필요가 있다. 이에 Lund⁽⁸⁾는 편심된 실에 대한 다음 식과 같은 등가 휘둘림 주파수 비(equivalent whirl frequency ratio)를 사용하여 실의 안정성을 나타내었다.

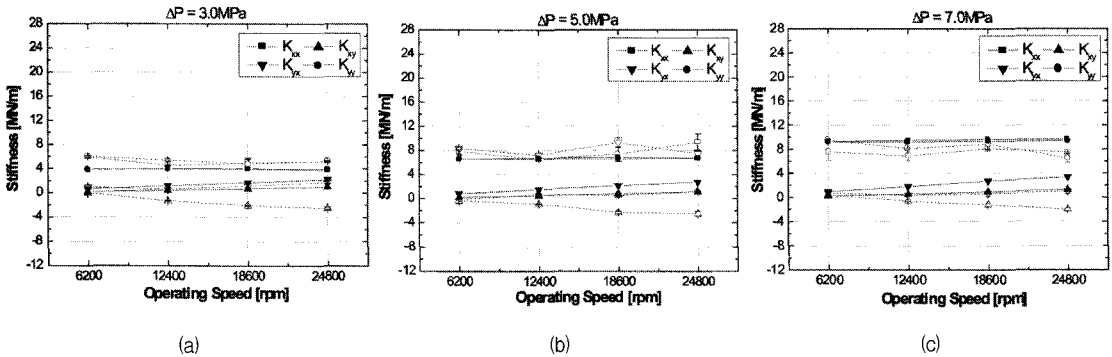


Fig. 10 Stiffness coefficients of floating ring seal : theoretical analysis (solid) vs. experimental result (dash) with (a) 3.0 MPa, (b) 5.0 MPa and (c) 7.0 MPa

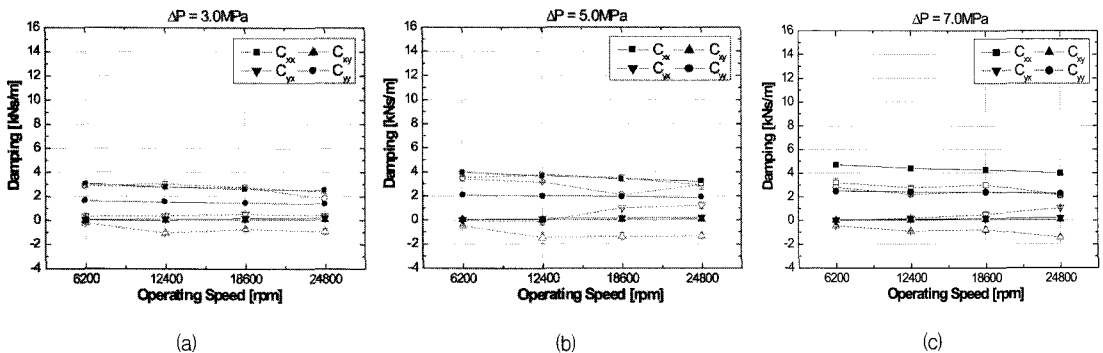


Fig. 11 Damping coefficients of floating ring seal: theoretical analysis (solid) vs. experimental result (dash) with (a) 3.0 MPa, (b) 5.0 MPa and (c) 7.0 MPa

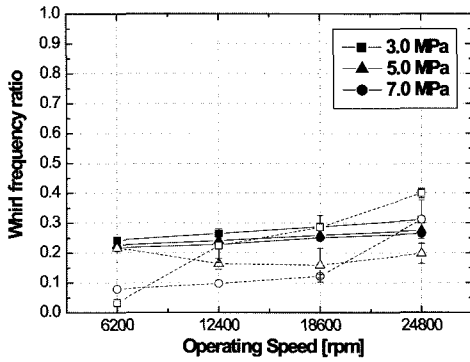


Fig. 12 Whirl frequency ratio of floating ring seal : theoretical analysis (solid) vs. experimental result (dash)

$$f_{eq}^2 = \frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx}}{(C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx}) \Omega^2}$$

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - C_{xy}K_{yx} - C_{yx}K_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (4)$$

본 연구에서의 등가 휘돌림 주파수 비는 Fig. 12에 나타내었다. 해석과 실험의 결과는 축의 회전수가 증가함에 따라 등가 휘돌림 주파수 비가 약간씩 증가하는 경향을 보여 실의 불안정성이 증대하지만 전반적으로 0.5미만의 값을 보여 안정적으로 작동될 수 있음을 알 수 있었다.

4. 결론

플로팅 링 실의 누수량 및 편심률 같은 정특성 계수와 회전체 동역학적 계수들, 그리고 이를 통한 실의 등가 휘돌림 주파수 비에 대해 해석과 실험을 통한 비교 연구가 수행되었다.

평형 상태에서의 실 고정 위치를 나타내는 편심률은 축의 회전수가 증가함에 따라 감소하였고, 이는 축 중심으로 실이 이동하는 것을 의미한다.

실의 누수 성능은 회전 속도가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보였다. 비교적 실험과 이론에 대한 경향이 잘 일치하였으며 고압 실험의 경우 최대 10% 정도의 오차 값을 보였다.

동특성 계수의 결과에 따른 등가 휘돌림 주파수 비에서는 축의 회전속도에 상관없이 거의 0.5 이하의 값을 보여 회전 속도 범위 내에서 비교적 안정적으로 운전이 가능함을 알 수 있었다.

전반적으로 해석과 실험 결과의 비교에서 그 경향이 잘 일치하였다. 따라서 물을 이용하여 상온에서 진행된 본 연구의 실험결과는 해석결과의 정당성을 입증하는데 유용하게 사용될 수 있으며, 해석과정에서의 물성치 값을 변경하면 실제로 액체산소를 이용하는 극저온 상태를 예측할 수 있을 것으로 보인다. 추후에는 설계 DB작성을 위해 작동유체가 극저온상태인 경우에서의 실험을 통한 연구가 계획되어 있다.

후기

본 연구는 과학기술부 우주 기술 개발 사업의 세부 과제인 “소형 위성 발사체 개발” 연구의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고문헌

- (1) Black, H. F., 1969, “Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seal on the Vibrations of Centrifugal Pump Rotors,” *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 11, No. 2, pp. 206~213.
- (2) Kirk, R. G., 1986, “Oil Seal Dynamics: Considerations for Analysis of Centrifugal Compressors,” *Proceedings of 15th Texas A&M Turbomachinery Symposium*, Texas A&M University, Nov. 10~13.
- (3) Ha, T. W., Lee, Y. B., and Kim, C. H., 2002, “Leakage and Rotordynamic Analysis of a High Pressure Floating Ring Seal in the Turbo Pump Unit of a Liquid Rocket Engine,” *Tribology International*, Vol. 35, pp. 153~161.
- (4) Nelson, C. and Nguyen, D., 1987, “Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals : Part 1 - A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Forces,” *Transactions of the ASME*, 87trib-52, pp. 1~6
- (5) Nelson, C., and Nguyen, D., 1988,

- "Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals : Part 2 - Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients," *Journal of Tribology*, Vol 110, pp, 361~366.
- (6) Massmann, H, and Nordmann, R., 1985, "Some New Results Concerning the Dynamic Behavior of Annular Turbulent Seals," NASA CP 2409, Preceeding of the Workshop: Instability in Rotating Machinery held in Carson City, pp. 179~194.
- (7) Marquette, O. R., Childs, D. W., San Andres, L., 1997, "Eccentricity Effects on the Rotordynamic Coefficients of Plain Annular Seal: Theory Versus Experiment," *Journal of Tribology*, Vol. 119, pp. 443~448.
- (8) Lund, J., 1965, "The Stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports," *ASME J. of Applied Mechanics*, pp. 911~920.