

플로팅 링 실의 길이와 높이 효과에 따른 누수 및 안정성에 대한 해석과 실험의 비교

안경민* · 이용복[†] · 김창호* · 하태웅**

Comparisons between Analysis and Experiment for
Leakage Flowrate and Stability depending on
the Effect of the Height and the Length of Floating Ring Seal

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

Key Words : Floating Ring Seal(플로팅 링 실), Leakage(누수량), Eccentric Ratio(편심률), Attitude Angle(자세각),
Rotordynamic Coefficients(동특성 계수) Equivalent Whirl Frequency Ratio(등가 휘돌림 주파수 비)

ABSTRACT

The lock-up position of the floating ring seal affects the leakage flowrate and the stability. And it is changed depending on the operating and geometry condition. In this paper, the leakage flowrate and stability with change of the height and length were investigated by theoretical analysis and experiment. The parameter of the height and length is expressed to the b and L . The decreasing of the b resulted in the increasing of equivalent whirl frequency ratio in the experimental result at the low speed and high pressure not such as theoretical analysis. As the L increased the leakage flowrate decreased and stiffness and direct damping coefficient increased in the experimental result. That was similar to the theoretical analysis.

1. 서론

고압 환경의 터보 기기에 적용되는 비접촉 실에는 평 실(plain seal), 래비린스 실(labyrinth seal), 그리고 댐퍼 실(damper seal) 등이 있으며 플로팅 링 실(floating ring seal) 역시 이에 포함된다. 축의 회전 시 과도한 진동에 기인한 축과의 접촉 현상인 러빙(rubbing)을 피하기 위하여 사용되는 플로팅 링 실은 스테이터(하우징)에 고정되지 않고 작동환경에 따라 능동적으로 고정(lock-up) 위치를 변경한다는 특징을 가지고 있다.

이러한 플로팅 링 실은 기하학적 조건 및 작동 조건에 의한 정특성 및 동특성 변화를 $Ha^{(1)}$ 등이 연구하였고, 이⁽²⁾ 등에 의해서는 터보 펌프 시스템의 안정성에 미치는 플로팅 링 실의 영향이 기존 비접촉 실인 평 실, 래비린스 실 그리고 댐퍼 실과의 비교를 통해서 평가된 바가 있다.

또한 비접촉 실에서는 실의 기하학적 조건이 누수 특성 및 안정성에 미치는 영향을 연구하여 특성을 향상시키려는 방향으로 많은 연구가 진행되었다. 그러한 연구로는 Falco⁽³⁾ 등에 의해 수행된 평 실의 길이 대 직경의 비(= L/D)가 증가할 경우 연성 강성 계수가 증가한다는 것을 확인한 연구가 있다.

플로팅 링 실에서는 고정 위치가 실의 정특성 및 동특성에 영향을 주게 되는데, 이러한 고정 위치는 실의 기하학적 조건과 관련이 있다. 이에 따라 본 논문

* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

** 경원대학교 건축설비·기계공학부

[†] 책임저자 E-mail : lyb@kist.re.kr

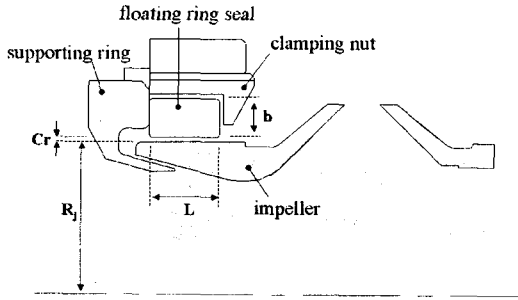


Fig. 1 Arrangement of floating ring seal

에서는 플로팅 링 실의 누수특성 및 동적 안정성 향상에 대한 연구의 일환으로 실의 높이(b)와 길이(L)의 영향을 실험적으로 평가한 후 해석 결과와 비교하였다. 적용된 실의 높이는 3.0mm와 4.5mm 두 가지이며 길이(L)에 대한 연구는 8mm와 16mm일 때에 대해서 수행하였다.

2. 플로팅 링 실

2.1 플로팅 링 실의 구조 및 거동

플로팅 링 실은 지지 링(supporting ring)과 고정 너트(clamping nut), 그리고 플로팅 링으로 이루어져 있으며, Fig. 1에서 구조를 확인할 수 있다. 플로팅 링은 터보 펌프의 구동 전에 자중에 의해 임펠러(impeller)에 걸쳐져 최대 편심을 유지한다. 펌프가 구동되면 Fig. 2와 같이 작용하는 힘들에 의해 운동하게 된다. 실에 작용하는 힘 중에서 먼저 축 방향으로의 높은 정수압력은 펌프가 구동되면 생성된다. 그리고 정수압력의 효과는 실과 지지 링의 접촉에 따른 마찰력을 발생키는 원인으로 작용하게 된다. 이러한 힘들에 의해 운동을 하던 플로팅 링은 힘들이 평형을 이루게 되면 임의의 위치에서 정지하게 되는데, 이때를 고정(lock-up) 되었다고 한다. 플로팅 링 실은 이러한 거동 특성에 의해 작동환경에 따라 능동적으로 고정 위치를 변경하게 된다.

2.2 실의 지배방정식 및 해석

작용하는 힘들이 평형을 이루어 임의의 위치에 고정된 플로팅 링 실은 편심된 평 실과 동일하게 고려된다. 일반적으로 실은 저널 베어링 보다 상대적으로 큰 간극을 갖고 있으며, 또한 축 방향으로 큰 압력차가 발생하기 때문에 실 내부의 유동은 난류로 해석된

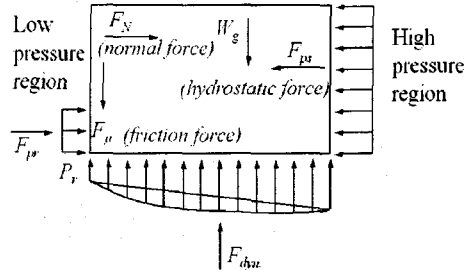


Fig. 2 FBD of floating ring seal

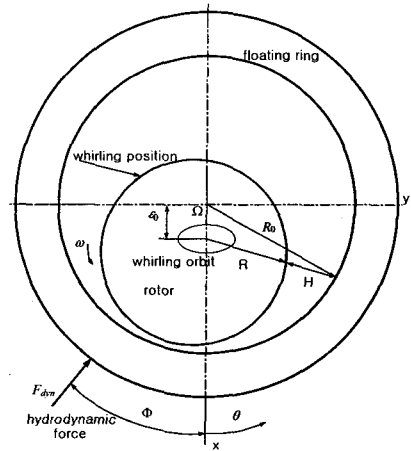


Fig. 3 Coordinate system of floating ring seal

다. 실을 해석하기 위한 지배방정식은 연속 방정식과 축방향, 원주방향 운동량 방정식으로 이루어져 있다. $Ha^{(1)}$ 등은 이미 플로팅 링 실의 고정 위치를 결정하는 방법을 고안하고, 지배방정식에 Nelson과 Nguyen^{(4),(5)}의 FFT 수치해석법을 사용하여 플로팅 링 실의 특성을 해석하였으며 이를 통해 댐퍼 플로팅 링 실의 해석도 수행⁽⁶⁾한 바가 있다. 본 연구의 해석은 이러한 $Ha^{(1)}$ 등의 연구를 참고하여 수행하였다.

3. 고압 플로팅 링 실의 실험

3.1 실험 장치의 구조

Fig. 4에는 플로팅 링 실을 실험하기 위한 실험 장치를 나타내었다. 축은 양단에 강성이 비교적 큰 볼베어링으로 지지 되어 있으며, 최대 30kW의 출력을 내는 고속 모터와 커플링(coupling) 연결을 통해 구동하게 된다. 하우징과 지지부는 연성 바에 의하여 구속되어 있으며 이로부터 축의 고속 회전 시 유동의 회전

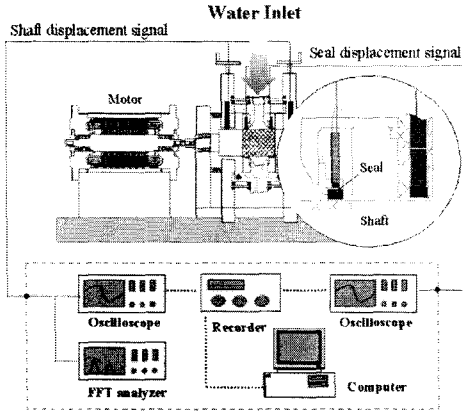


Fig. 4 Test facility of high pressure floating ring seal

Table 1 Specifications of geometry and operating

| Parameter | Value |
|--|---------------------------|
| Geometry of floating ring seal | |
| Radius of rotor (R: mm) | 26.4 |
| Length of seal (L: mm) | 8, 16 |
| Height of seal (b: mm) | 3.0, 4.5 |
| Clearance (C _r : mm) | 0.1 |
| Operating condition | |
| Pressure (ΔP : MPa) | 3.0, 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 |

으로 인하여 발생하는 유체 휘돌림에 의한 불안정한 비틀림 등의 진동을 잡아 줄 수 있게 된다. 플로팅 링 실은 축 중심에서 양쪽으로 대칭되게 되어 있다. 작동 유체는 최대 10MPa까지 공급 할 수 있는 펌프에 의해 가압된 후 실험 장치의 중앙부로 유입되고 양측의 실을 통과하여 탱크로 귀환하게 된다. 또한 유입되는 유체의 유량을 측정하고자 유체의 유입 전단에 터빈 유량계를 설치하여 유입되는 유체의 양을 측정하였다. 플로팅 링 실이 장착된 터보 펌프에서 실의 고정 위치에 따른 안정성은 펌프 시스템의 안정성과 효율에 주요한 영향을 준다. 따라서 실의 거동을 실험적인 방법으로 측정하고자 두 종류의 변위센서를 하우징에 장착하였다. 그 하나는 하우징과 회전축의 상대 변위

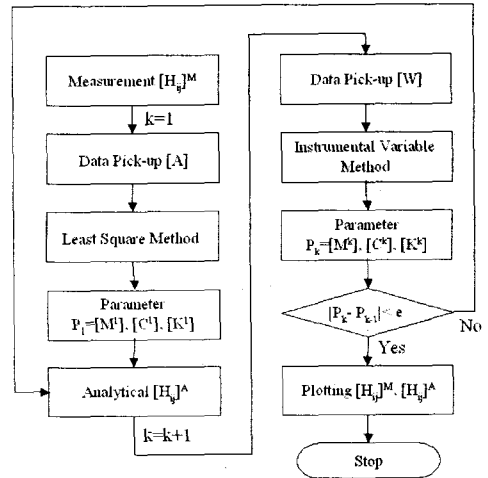


Fig. 5 Flow chart of parameter identification process

를 측정하기 위한 것이고 또 다른 하나는 실 자체의 거동을 측정하기 위한 변위 센서이다. 실의 거동은 임의의 위치에서 반경 방향의 거동과 회전축에 따른 거동 두 가지를 고려하였다. 이에 대한 자세한 내용은 참고 문헌⁽¹⁾에서 확인할 수 있다.

Table 1에는 해석과 실험에 사용된 플로팅 링 실의 기하학적 조건 및 작동 조건을 나타내었다.

3.2 동특성 계수의 추출

플로팅 링 실의 동특성 계수를 추출하기 위해서 하우징을 가진 하우징을 때의 힘, 그리고 하우징과 축의 상대변위를 이용하는 주파수 응답 함수(frequency response function)가 사용되었다. 실험에 의해 측정된 값에 최소자승법(least square method)을 적용하여 동특성 계수를 얻었다. Fig. 5에는 동특성 계수를 추출하는 과정을 나타내었으며 참고문헌⁽⁷⁾에서 상세과정을 알 수 있다.

4. 플로팅 링 실의 해석 및 실험 결과

고압 실에 있어서 가장 중요한 특성 가운데 하나인 누수특성은 펌프의 성능과 밀접한 관계를 갖으며, 또한 실의 안정된 설계를 통하여서는 회전축과의 접촉에 의한 러빙(rubbing) 현상을 감소시킬 수도 있다.

Fig. 6과 Fig. 7에는 실의 높이 효과에 따른 누수특성에 대한 해석 및 실험 결과를 축의 회전수 증가에 따라 나타내었다. 실 높이의 감소는 해석과 실험

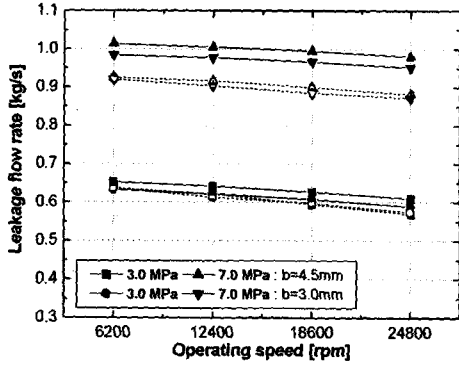


Fig. 6 Effect of the height on the leakage flowrate (solid : theoretical analysis, dash : experimental result)

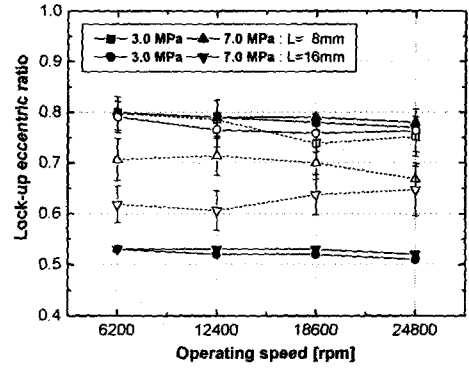


Fig. 9 Lock-up eccentric ratio of floating ring seal (solid : theoretical analysis, dash : experimental result)

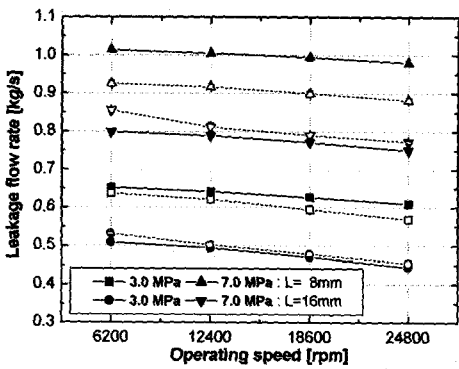


Fig. 7 Effect of the length on the leakage flowrate (solid : theoretical analysis, dash : experimental result)

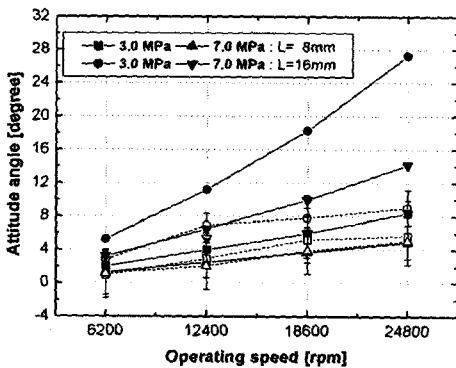


Fig. 8 Lock-up attitude angle of floating ring seal (solid : theoretical analysis, dash : experimental result)

모두에서 약간의 누수량 감소를 야기했다. 감소된 비율은 7.0MPa의 압력 조건에서 약 2~3%로 미미하였다. 반면에 실 길이 값의 증가는 축 방향 유동에 따른 표면마찰 면적의 증가로 인해 실의 높이 변화 보다 누수량의 많은 변화(감소)를 일으켰다. 실의 길이가 8mm에서 16mm으로 증가되었을 때 누수량은 7.0MPa의 압력조건에서 약 12% 감소되었다. 그리고 해석 결과는 실험 결과와 최대 11%의 오차를 보여 비교적 잘 일치하였다.

앞서 언급한 바와 같이 플로팅 링 실의 운전 조건에 따른 정적 평형 상태인 고정 위치는 고속 회전하는 축과 실 내부 간극에서의 동압 및 실 좌·우의 수력학적 정적 힘과 마찰력, 그리고 실 자체의 무게에 따른 중력 등에 의한 힘들의 평형에 의해서 결정된다. 그러나 플로팅 링 실의 거동은 때때로 외부 운전에 따라 불안정성을 보이기도 한다. 따라서 실 고정 위치를 나타내는 자세각과 편심률에 대한 고찰은 안정성 높은 실의 설계를 위하여 매우 중요하다.

Fig. 8과 Fig. 9에는 이러한 실의 고정 위치에서의 자세각과 편심률을 축의 회전속도 변화에 따라 나타내었다.

자세각은 실의 길이가 8mm인 경우와 16mm인 경우 실험과 해석에서 모두 회전속도의 증가에 따라 전반적으로 증가하였다. 특히 해석에서는 축의 회전속도가 증가함에 따라 길이가 긴 실의 경우에 그 증가 폭이 컸으며 이는 축과 실 간극 내의 유동에 의한 마찰 효과에 따라 나타난 것으로 보인다.

플로팅 링 실의 길이 증가에 따른 편심률은 Fig. 9

에서 확인할 수 있듯이 해석적으로 감소하는 결과를 나타냈다. 이것은 실 길이의 증가에 따라 간극에서 발생하는 유체력이 증가하였기 때문인 것으로 판단되며 고압의 실험에서도 동일한 결과를 보였다.

플로팅 링 실의 강성 계수는 앞서 언급한 가진 실험을 통하여 공급압력 3.0MPa와 7.0MPa에서 추출되었고 그 결과를 각각 Table 2와 Fig. 10~Fig. 12에 나타내었다. 7.0MPa 공급압력 조건에서 실의 강성 계수에 대한 해석과 실험은 Fig. 10에서 확인할 수 있듯이 거의 유사한 결과를 보였다. Fig. 11에는 실의 길이가 8mm일 때 실의 높이 변화에 의한 강성 계수의 실험값을 축의 회전속도에 따라 나타내었다. 직접 강성 계수는 높이 값이 감소할 때 증가하는 결과를 나타내었으며 연성 강성 계수의 값은 실의 높이와는 거의 무관한 결과를 보였다. Fig. 12에서는 실이 4.5mm의 일정한 높이를 갖고 길이가 변화할 때 축의 회전수 변화에 따른 강성 계수의 실험 결과를 확인할 수 있다. 실의 길이가 증가할 경우 직접 강성 계수의 값은 전반적으로 증가하였으며 특히 연성 강성 계수의 경우 회전수 증가에 따라 실의 길이가 큰 경우에 그 값이 큰 폭으로 증가함을 보였다. 이로부터 축의 회전수가 증가하는 경우 길이가 긴 실에서는 연성

강성 계수가 크게 증가하여 실의 불안정성이 증가될 수 있음을 알 수 있다.

Table 3에는 공급압력 3.0MPa에서의 플로팅 링 실에 대한 감쇠 계수를, 그리고 Fig. 13~Fig. 15에는 공급압력 7.0MPa일 때의 감쇠 계수를 나타내었다. 감쇠 계수에 대한 해석과 실험 결과는 Fig. 13에서 확인할 수 있다. 직접 감쇠 계수는 해석 결과에서 높은 값을 나타냈고 연성 감쇠 계수는 실험 결과에서 높은 값을 보였으나 그 값의 차이는 크지 않았다. 7.0MPa에서 실의 길이가 8mm인 경우 축의 회전속도 증가에 의한 감쇠 계수의 실험값은 Fig. 14에 실의 높이 변화에 따라 나타내었다. 직접 감쇠 계수에 대한 실험 결과는 직접 강성 계수에 대한 결과와 유사하게 실의 높이가

Table 2 Stiffness coefficients (MN/m) at 3.0MPa

| | rpm | Kxx | Kxy | Kyx | Kyy |
|--------------------------------|-------|------|-------|-------|------|
| b=4.5mm L=8.0mm (theory) | 6200 | 3.89 | 0.19 | 0.64 | 3.93 |
| | 12400 | 4.00 | 0.43 | 1.19 | 3.97 |
| | 18600 | 3.96 | 0.71 | 1.71 | 4.00 |
| | 24800 | 3.77 | 1.02 | 2.25 | 3.99 |
| b=4.5mm L=8.0mm (exp.) | 6200 | 5.94 | -0.28 | 0.97 | 6.04 |
| | 12400 | 4.56 | -1.29 | 0.58 | 5.45 |
| | 18600 | 4.99 | -2.66 | 1.23 | 4.86 |
| | 24800 | 5.26 | -2.51 | 1.81 | 5.28 |
| b=3.0mm L=8.0mm (exp.) | 6200 | 6.87 | 0.85 | -0.15 | 7.18 |
| | 12400 | 5.68 | -1.17 | 0.49 | 7.11 |
| | 18600 | 5.24 | -1.26 | 0.90 | 6.09 |
| | 24800 | 5.26 | -1.46 | 1.31 | 5.44 |
| b=4.5mm L=16mm (exp.) | 6200 | 5.57 | -1.36 | 1.39 | 6.01 |
| | 12400 | 5.21 | -2.56 | 2.32 | 5.69 |
| | 18600 | 6.16 | -2.11 | 4.16 | 6.67 |
| | 24800 | 5.75 | -2.18 | 3.53 | 6.69 |

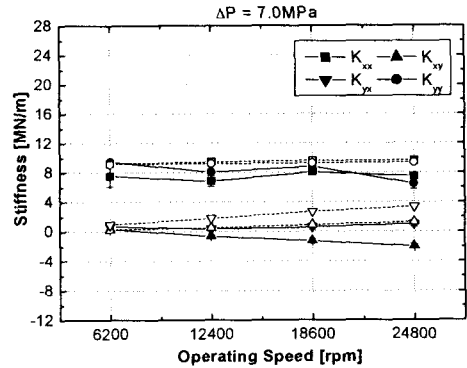


Fig. 10 Stiffness coefficients : height 4.5mm & length 8mm theoretical analysis(solid) vs. experimental result(dash)

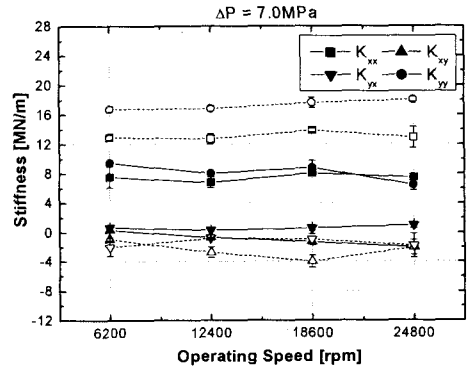


Fig. 11 Experimental stiffness coefficients : height 4.5mm(solid) vs. 3.0mm(dash) in length 8mm

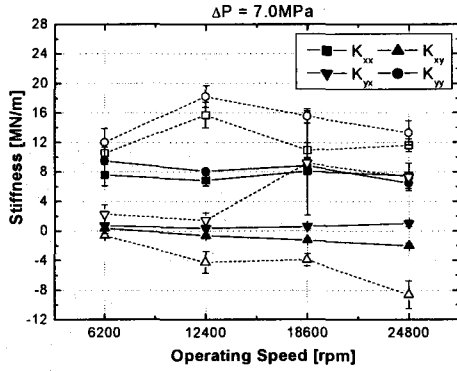


Fig. 12 Experimental stiffness coefficients : length 8mm(solid) vs. 16mm(dash) in height 4.5mm

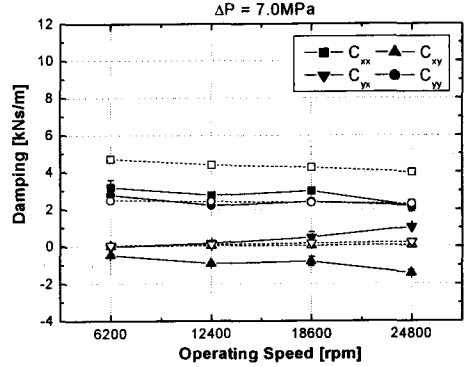


Fig. 13 Damping coefficients : height 4.5mm & length 8mm theoretical analysis(solid) vs. experimental result(dash)

Table 3 Damping coefficients (kNs/m) at 3.0MPa

| | rpm | Cxx | Cxy | Cyx | Cyy |
|--------------------------------|-------|------|-------|-------|------|
| b=4.5mm L=8.0mm (theory) | 6200 | 3.07 | 0.02 | 0.06 | 1.61 |
| | 12400 | 2.80 | 0.04 | 0.12 | 1.54 |
| | 18600 | 2.61 | 0.06 | 0.17 | 1.47 |
| | 24800 | 2.52 | 0.08 | 0.23 | 1.40 |
| b=4.5mm L=8.0mm (exp.) | 6200 | 2.92 | -0.22 | 0.34 | 2.89 |
| | 12400 | 3.06 | -1.04 | 0.38 | 2.79 |
| | 18600 | 2.77 | -0.73 | 0.54 | 2.76 |
| | 24800 | 2.39 | -0.91 | 0.42 | 1.86 |
| b=3.0mm L=8.0mm (exp.) | 6200 | 2.53 | 0.08 | -0.46 | 2.53 |
| | 12400 | 2.61 | 0.19 | 0.35 | 2.65 |
| | 18600 | 2.35 | 0.08 | 0.23 | 2.23 |
| | 24800 | 2.38 | -0.22 | -0.13 | 2.19 |
| b=4.5mm L=16mm (exp.) | 6200 | 5.05 | 0.18 | 0.19 | 5.20 |
| | 12400 | 4.69 | -0.22 | 0.61 | 4.92 |
| | 18600 | 5.46 | -1.10 | 1.59 | 5.38 |
| | 24800 | 4.39 | -1.34 | 2.37 | 4.79 |

작을수록 증가하는 경향을 보였다. 또한 Fig. 15에 나타냈듯이 감쇠 계수는 실 길이 증가에 따라 모든 회전 속도에서 큰 증가를 보였다.

고속 고압의 터보 펌프 실에서는 간극 내의 유동 조건에 따라 불안정성이 야기될 수도 있다. 따라서 이러한 불안정성을 예측하고 보다 안정성을 높일 수 있는 실 파라미터의 연구가 필수적이다. 일반적으로 회전기 요소인 베어링 및 실에서 불안정성을 야기하는

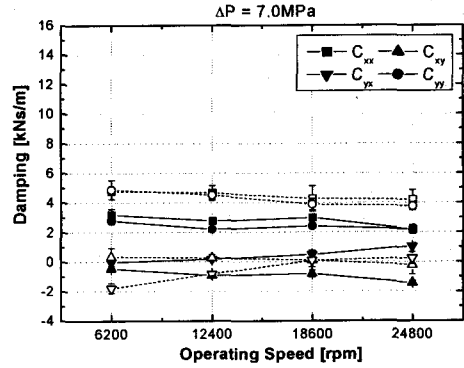


Fig. 14 Experimental damping coefficients : height 4.5mm(solid) vs. 3.0mm(dash) in length 8mm

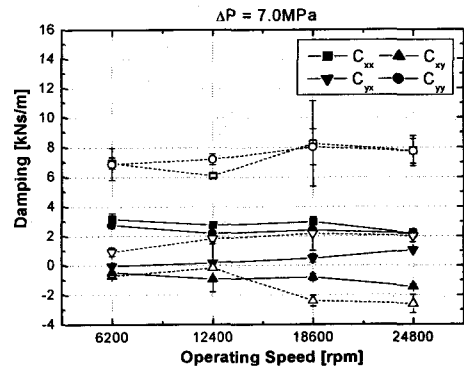


Fig. 15 Experimental damping coefficients : length 8mm(solid) vs. 16mm(dash) in height 4.5mm

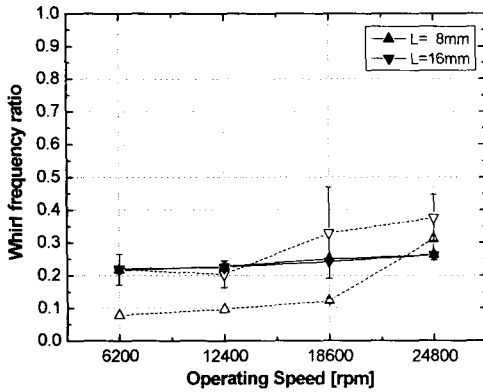


Fig. 16 Effect of the length on equivalent whirl frequency ratio (solid : theoretical analysis, dash : experimental result)

힘과 시스템을 안정화 하려는 힘의 비는 무차원 값인 등가 휘돌림 주파수 비(equivalent whirl frequency ratio)를 통해서 나타낼 수 있으며, 이는 Lund⁽⁸⁾에 의해 제안된 다음 식에 의해 얻을 수 있다. 등가 휘돌림 주파수 비는 낮은 값일수록 높은 안정성을 나타낸다.

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

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - C_{xy}K_{yx} - C_{yx}K_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}}$$

Fig. 16에서는 실 높이가 4.5mm로 일정하고 공급 압력이 7.0MPa일 때 실의 길이와 회전수의 변화에 따른 등가 휘돌림 주파수 비를 해석과 실험을 통하여 비교하였다. 해석의 경우 실 길이의 변화와 무관하게 회전 속도가 증가함에 따라 등가 휘돌림 주파수 비가 아주 미미하게 증가하는 동일한 경향을 보였으나 실험의 경우는 전 범위의 회전수에 대하여 실의 길이가 증가할수록 등가 휘돌림 주파수 비가 증가하는 결과를 보였다. 이는 안정성 측면에서 연성 강성이 직접 감쇠보다 상대적으로 크게 증가하여 시스템이 불안정해지려는 경향이 증가함을 의미한다.

5. 결론

본 논문에서는 플로팅 링 실의 길이와 높이에 따른

누수특성 및 안정성의 영향을 해석 및 실험적으로 연구하였다.

누수특성은 길이 값이 증가할수록 실 간극내의 표면 마찰 면적 증가에 따른 영향으로 해석과 실험 모두에서 항상 시킬 수 있었다. 반면 자세각은 해석상으로는 길이 값의 증가에 따라 급격하게 증가하였으나 실험적으로는 거의 변화를 보이지 않았다. 편심률의 경우는 길이 값이 증가할 경우에 압력차가 클수록 해석 결과와 실험 결과가 비교적 잘 일치하였다.

또한 동특성 계수 중에서 직접, 연성 강성 계수와 직접 감쇠 계수는 길이 값이 증가할수록 뚜렷이 증가하는 경향을 나타냈다. 그리고 높이 값이 감소하는 경우의 직접 강성 계수는 해석적으로는 거의 변화가 나타나지 않았으나 실험 결과에서는 축의 회전수가 증가함에 따라 약간 증가하였다.

전반적으로 해석 결과와 실험 결과에 있어 그 경향이 잘 일치하나 향후 해석 및 실험의 신뢰성을 향상하기 위한 실과 지지부의 마찰 효과등을 고려한 연구를 계획 중이다.

후 기

본 연구는 과학기술부 "KSLV 1단용 엔진 터보 펌프의 베어링 및 실 신뢰성 해석 및 시험 평가"의 일환으로 수행 되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고문헌

- (1) 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.
- (2) 이용복, 광현덕, 김창호, 하태웅, 2001, "고압 실이 장착되어 있는 터보 펌프의 동적 안정성 및 누설 특성에 관한 연구," 한국소음진동공학회논문집, 제 11권, 제 8호, pp. 322-330.
- (3) Falco, M., Mimmi, G., Pizzigoni, B., Marengo, G., and Negri, G., 1984, "Plain Seal Dynamic Behavior-Experimental and Analytical Results," Vibrations in Rotating Machinery, Proceedings

- of the Third Imech International Conference, Paper No. C30384, York, England, pp. 151-158.
- (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) 하태웅, 이용복, 김창호, 2003, "원형 단면 구멍 표면울 갖는 댐퍼 후로팅 링 실의 누수량 및 회전체 동역학적 특성 해석," 한국윤활학회지, v.019, n.006, pp. 349-395.
- (7) 신성광, 이용복, 광현덕, 김창호, 장진희, 2003, "고압 터보펌프용 플로팅 링 실의 거동과 동특성의 상관관계에 관한 실험," 한국소음진동공학회 추계 학술대회논문집, pp. 471-477.
- (8) Lund, J., 1965, "The Stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports," Journal of Applied Mechanics, pp. 991-920.