

## 고압 터보 펌프 후로팅 링 실의 후로팅 링 거동 해석

하 태 웅<sup>†</sup>

경원대학교 건축설비·기계공학부

### Analysis of Response of Floating Ring for High Pressure Floating Ring Seal in Turbo Pump

Tae Woong Ha<sup>†</sup>

Dept. of Mechanical Engineering, Kyung Won University

**Abstract** – The floating ring seal has the ability of minimizing clearance without rubbing phenomenon. However, the seal ring can be unstable due to extremely high lock-up eccentricity ratio arisen from the poor design of height and surface finish of the ring. The exact prediction of the lock-up position of the floating ring is necessary to design the floating ring properly. The governing equations are developed and solved numerically. The test facility for the measurement of the boundary-lubrication-friction coefficient of the ring's surface has been established. Based on the results of analysis, the geometric conditions of the floating ring seal are suggested for operating at a low lock-up eccentricity ratio.

**Key words** – floating ring seal, boundary-lubrication-friction coefficient, lock-up eccentricity ratio, turbo pump.

#### 1. 서 론

후로팅 링 실(floating ring seal)은 로터와의 러빙(rubbing) 현상이 없이 실의 간극을 최소화 할 수 있는 특징을 갖고 있어 펌프 또는 압축기에서 가압된 작동 유체의 누설량을 최소화 하거나 작동유체의 대기 방출을 차단하기 위한 기계요소로 널리 적용되고 있다. 그 예로, 액체 로켓 엔진(LRE: Liquid Rocket Engine)에서 산화제 펌프(oxidizer pump)와 연료 펌프(fuel pump)의 임펠러 입구 및 출구부의 누설량을 최소화하기 위한 비접촉식 축 실(shaft seal)은 후로팅 링 실로 설계 되어 있다. 또한 많은 고압 원심형 압축기에서는 프로세스 가스의 대기 방출을 차단하기 위해서 후로팅 오일 링 실이 적용되고 있다. Fig. 1은 터보 펌프의 임펠러 입구부에 사용되고 있는 후로팅 링 실의 구조를 보여주고 있다. 후로팅 링 실은 사각형 단면의 링을 로터와 펌프 하우징 사이에 끼워 넣은 형상을 하며 후로팅 링은 펌프가 운전되기 전에는 자중에 의해 로터의 상

부 면과 닿아 있는 최대의 편심 위치에 있으나 운전이 되기 시작하면 후로팅 링은 임펠러 출구로부터 전면 시라우드를 따라서 역류하는 액체 압력( $P_r$ )에 의하여 축 방향으로 힘을 받아 지지 링(supporting ring) 면에 밀착되며, 동시에 후로팅 링 내 면과 로터면 사이의 틈새

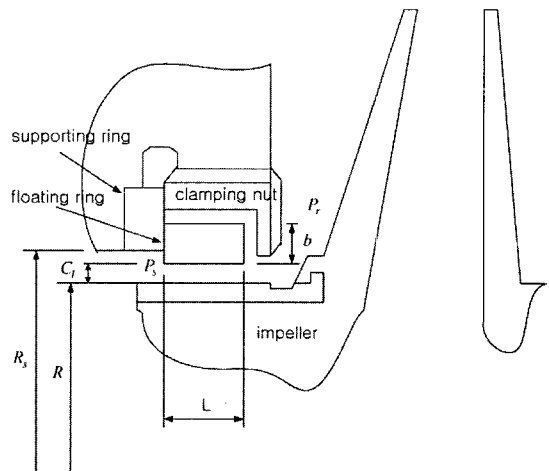


Fig. 1. Structural arrangement of a floating ring seal.

<sup>†</sup>주저자·책임저자 : twha@kyungwon.ac.kr

에서는 유막 베어링(fluid film bearing)에서와 같은 유체력(hydrodynamic force)이 반경방향으로 발생되어 후로팅 링은 점점 로터의 센터를 향해 움직인다. 후로팅 링은 지지 링 면과의 마찰력 및 후로팅 링의 자중과 유체력이 평형을 이룰 때까지 이동된 후 그 위치에 고정(lock-up)되어 임의의 편심율(eccentricity ratio)을 갖는 환상 평실과 같이 작동 된다.

후로팅 링이 최종적으로 고정된 상태의 편심율은 후로팅 링 실이나 후로팅 오일 링 실의 누설 특성 및 동특성에 중요한 영향을 준다. Kirk[1-3]는 원심식 압축기에 사용되는 후로팅 오일 링 실(floating oil ring seal)의 과도응답(transient response) 및 동특성에 관한 연구결과에서 오일 링이 큰 편심율로 고정되어 작동되면 불안정성(instability) 문제가 야기되며 오일 링 실의 형상이나 운전조건을 바꾸어 편심율을 낮춤으로써 불안정 문제를 제거할 수 있음을 보였다. 큰 편심율에서는 작은 편심율로 운전될 때보다 일반적으로 누설량이 증대됨으로 결국, 후로팅 링 실은 작은 고정 편심율로 운전되도록 설계될 필요가 있다. 후로팅 링 실의 고정 편심율에 영향을 주는 설계인자는 실 양단에 걸리는 압력차, 지지 링과 후로팅 링 측면의 접촉 면적 및 접촉면의 경계 윤활 마찰계수, 실의 간극 등이 있으며 이들 인자들의 영향을 면밀히 파악하여 후로팅 링의 거동을 정확히 예측할 수 있어야 한다. 본 저자는 일부 후로팅 링 실 시편의 실험에서 링이 고정되지 못하고 따라 돌거나 불규칙한 거동을 하는 현상을 경험한 바 있다. 이는 후로팅 링 실 안에서 발생하는 유체력이 후로팅 링 측면과 지지 링 면과의 마찰력 보다 충분히 크지 못해서 과도한 편심율로 운전됨으로써 야기된 것으로 판단되며, 후로팅 링 실이 작은 편심율로 운전되도록 링 실의 설계 변경이 요구된다.

본 연구에서는 후로팅 링 실에서 링의 거동을 예측하기 위한 해석 방법을 제시하고자 한다. 또한 해석 시 링의 정밀한 고정 편심율 예측에 필수적인 지지 링과 후로팅 링 측면의 접촉면에 대한 경계 윤활 마찰계수를 실험적으로 측정하기 위하여 실험 장치를 구성하였다.

## 2. 후로팅 링 실의 거동해석

### 2-1. 후로팅 링의 힘의 평형

Fig. 2에 나타난 것처럼 후로팅 링에는 축방향 힘으로 실 입구부 압력( $P$ )에 의한 지지 링을 향한 힘

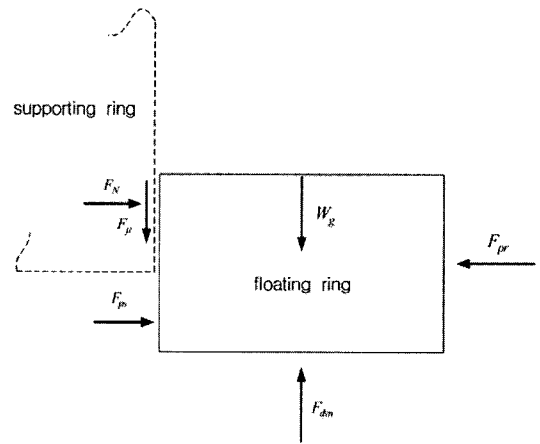


Fig. 2. Force balance for a floating ring.

( $F_{pr}$ )(식(1)), 실 출구부 압력( $P$ )에 의한 임펠러를 향한 힘( $F_{ps}$ )(식(2)), 후로팅 링과 지지 링의 접촉면에 발생하는 수직력( $F_N$ )이 평형을 이룬다. 축방향 힘의 평형 식으로부터 수직력은 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{pr} = P_r \times \pi \times ((R + C_r + b)^2 - (R + C_r)^2) \quad (1)$$

$$F_{ps} = P_s \times \pi \times (R_s^2 - (R + C_r)^2) \quad (2)$$

$$F_N = F_{pr} - F_{ps} \quad (3)$$

반경방향 힘으로는 후로팅 링의 자중( $W_g$ ), 후로팅 링 실과 로터 사이 틈새에서 발생하는 유체력( $F_{dyn}$ ) 및 마찰력( $F_\mu$ )이 있다. 이때 후로팅 링의 외면에 작용하는 실 입구부의 유체압에 의한 힘은 원주면을 따라 일정하게 작용하므로 후로팅 링에는 아무런 영향을 미치지 않는다. 후로팅 링과 지지 링 접촉면의 경계 윤활 마찰계수를  $\mu$ 라고 하면 마찰력( $F_\mu$ )은 식(4)과 같이 정의되며, 후로팅 링은 반경방향의 힘이 평형을 이루는 위치에서 고정이 된다.  $F_{dyn}$ 은 편심율( $\epsilon_0$ )의 함수임으로 식(5)을 사용하여 후로팅 링이 최종적으로 고정이 되는 편심율을 구할 수 있다.

$$F_\mu = \mu \times F_N \quad (4)$$

$$F_\mu + W - F_{dyn}(\epsilon_0) = 0 \quad (5)$$

### 2-2. 후로팅 링 실의 유체력( $F_{dyn}$ ) 해석

후로팅 오일 링 실은 작동 기체(process gas)의 누설량을 극히 미량으로 제한하고자 작동 기체보다 약간 높은 압력으로 오일을 공급하여 작동 기체의 누설을

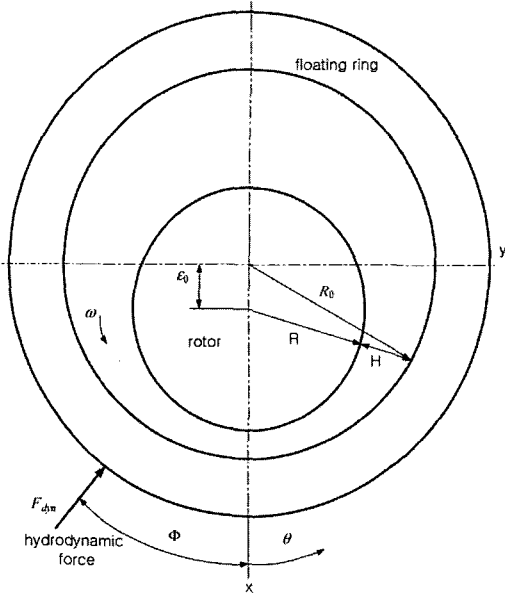


Fig. 3. Cross section of a floating ring seal.

차단하도록 설계된 것으로 후로팅 링을 통한 축방향 유속은 층류(laminar)흐름 영역인 반면, 본 연구 대상인 후로팅 링 실은 비교적 큰 압력차로 후로팅 링을 통한 축방향 유속이 난류(turbulent) 영역임으로 Kirk의 오일 링 실 해석 방법과 큰 차이가 있다. 후로팅 링은 처음의 최대 편심 위치에서 고정이 될 때까지 편심율이 감소되며, 일단 고정이 되면 편심된 환상 평실과 같이 작동된다. 따라서 후로팅 링 실의 고정위치를 예측하기 위해서는 편심된 환상 평실의 해석기법을 사용할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 3에 나타난 매끈한 면을 갖는 편심된 후로팅 링 실에 대하여 Bulk-flow model에 기초한 지배방정식을 유도하고[4] Nelson과 Nguyen[5-6]의 수치해석 기법을 적용하여 후로팅 링 실의 거동을 예측하고자 한다.

편심된 후로팅 링 틈새의 유동을 정의하기 위하여 실 틈새에 설정된 제어체계에 대한 연속방정식, 원주방향 운동량, 및 축방향 운동량 방정식을 유도하면 이 지배방정식들은 편심되지 않은 환상 평실의 해석[4] 경우와 같이 식(6)~(9)으로 나타내어진다. 다만 후로팅 링 내면의 표면 마찰계수(\$f\_s\$)와 로터의 표면 마찰계수(\$f\_r\$)는 절대조건(\$e\_s, e\_r\$)와 레이놀즈수(\$Rey\$)의 함수인 Moody의 마찰계수 식을 사용했으며, 로터의 중심이 후로팅 링의 중심에서 벗어나 있으므로 틈새 깊이(\$H\$)는 식(10)과 같이 함수로 정의된다. 이 때 후로팅 링은

회전하지 않는 것으로 가정한다.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(WH) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(U_\theta H) = 0 \tag{6}$$

$$\begin{aligned} -H \frac{\partial P}{\partial z} &= \frac{\rho}{2} f_s W U_s + \frac{\rho}{2} f_r W U_r \\ &+ \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(W) + W \frac{\partial}{\partial z}(W) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(W) \right\} \end{aligned} \tag{7}$$

$$\begin{aligned} \frac{H}{R} \frac{\partial P}{\partial \theta} &= \frac{\rho}{2} U_\theta U_\theta f_s + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_\theta f_r \\ &+ \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(U_\theta) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + W \frac{\partial U_\theta}{\partial z} \right\} \end{aligned} \tag{8}$$

$$U_s = (W^2 + U_\theta^2)^{\frac{1}{2}}, \quad U_r = (W^2 + (U_\theta - R\omega)^2)^{\frac{1}{2}}$$

$$f_s = 1.37 \times 10^{-3} \left[ 1 + \left( 20000 \times \frac{e_s}{D} + \frac{10^6}{Rey} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$f_r = 1.37 \times 10^{-3} \left[ 1 + \left( 20000 \times \frac{e_r}{D} + \frac{10^6}{Rey} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \tag{9}$$

$$H(z, \theta) = (R_0^2 - e_s^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} - e_s \cos \theta - R \tag{10}$$

2차원 비선형 편미분 방정식인 지배방정식의 해는 축방향 및 원주방향의 압력분포(\$P\$), 축방향(\$W\$) 및 원주방향(\$U\_\theta\$) 유속분포, 로터에 작용하는 유체력 \$F\_{dyn}\$, 및 자세각 \$\Phi\$를 정의한다. 원주방향의 압력 및 유속이 \$\theta\$의 함수이기 때문에 지배방정식의 해를 구하기 위한 수치적분을 위하여 실의 축방향 및 원주방향 길이를 등간격의 미소요소로 나눈다. 세 변수인 \$P, W, U\_\theta\$의 축방향 기울기는 지배방정식에서 정의되어 있으나 원주방향 기울기는 편심된 실의 물리적 현상을 만족시킬 수 있는 함수로 이 변수들을 가정하고 원주방향에 대한 편미분을 하여 구할 수 있다. 본 논문에서는 편심된 실 틈새의 원주방향에 대하여 이 변수들이 연속 방정식을 만족하며 \$2\pi\$ 주기를 가지므로 Fourier series로 정의하고자 한다. 원주방향 길이를 \$2N\$개의 등간격으로 나눈 미소 요소에 대하여 이 변수들은 식(11)~(13)과 같이 정의된다. 여기서 \$n\$은 복소수를 의미한다.

$$P(z, \theta) = Real \left[ 2 \sum_{n=0}^{N-1} P_n(z) e^{in\theta} \right] \tag{11}$$

$$W(z, \theta) = Real \left[ 2 \sum_{n=0}^{N-1} W_n(z) e^{in\theta} \right] \tag{12}$$

$$U_0(z, \theta) = \text{Real} \left[ 2 \sum_{n=0}^{N-1} U_n(z) e^{in\theta} \right] \quad (13)$$

편심된 후로팅 링 실의 입구조건인 입구압력과 입구 원주방향 유속으로부터 수치해석기법(Runge-Kutta method)을 사용하여 2N개의 원주방향 위치에서의 압력, 축방향 유속, 및 원주방향 유속을 계산하고 축방향으로 출구 위치까지 같은 방법으로 수치적분을 수행, 출구 조건인 출구 압력과 일치될 때까지 반복계산을 수행한다. 편심된 실을 통한 수력학적 힘의 x방향 성분과 y방향 성분, 및 자세각은 각각 식(14)~(16)를 사용하여 구할 수 있다.

$$F_{dyn,x} = R \int_0^L \int_0^{2\pi} P \cos\theta \, d\theta \, dz \quad (14)$$

$$F_{dyn,y} = R \int_0^L \int_0^{2\pi} P \sin\theta \, d\theta \, dz \quad (15)$$

$$\Phi = \text{Tan}^{-1}(-F_{dyn,y}/F_{dyn,x}) \quad (16)$$

### 3. 후로팅 링 실 측면과 지지 링 표면의 경계윤활 마찰계수(μ)

후로팅 링 실 측면과 지지 링 표면의 마찰력은 식(4)에 나타낸 것처럼 접촉면에 발생하는 수직력( $F_N$ )과 마찰계수( $\mu$ )의 함수이며, 후로팅 링의 고정 위치가 결정되는 중요한 요소이다. 이 마찰계수는 후로팅 링 표면과 지지 링 표면 사이에 작동유체의 유막이 형성된 상태의 정지마찰계수로 경계윤활 마찰계수(boundary-lubrication-friction coefficient)라고 정의한다. 일반적으로 고체 표면과 고체 표면이 접촉한 상태의 마찰계수는 재질 및 표면의 조도에 따라 달라지며, 같은 재질 및 조도를 갖는 표면도 표면사이에 윤활이 되어 있지 않은 건 마찰 상태와 윤활이 되는 경계윤활 상태에 따라 달라진다. 건 마찰 상태의 마찰계수는 여러 표면 재질에 대하여 발표되고 있으나[7], 경계윤활 상태의 마찰계수는 윤활제 및 표면 상태에 민감함으로 발표된 자료가 많지 않아 실험을 통하여 마찰계수를 구할 필요가 있다. 일반적으로 경계윤활 마찰계수는 건 마찰계수보다 작은 값이 되며, Kirk는 후로팅 오일 링 실의 해석에서 경계윤활 마찰계수로 0.1-0.15를 가정하여 사용하고 있다. 그러나 후로팅 링 실의 고정 편심율은 이 경계윤활 마찰계수 값에 민감함으로 정확한 값을 사용하여야 하며 본 연구에서는 대상 후로팅 링 실의 운전 조건과 같은 상태에서 경계윤활 마찰계수를 실험적으로 결정하였다.

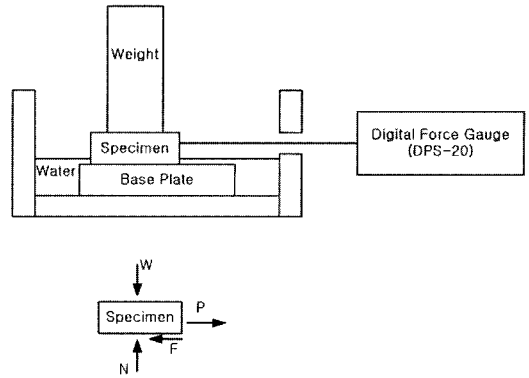


Fig. 4. Test facility and free body diagram.

#### 3-1. 마찰계수(μ) 측정 실험장치

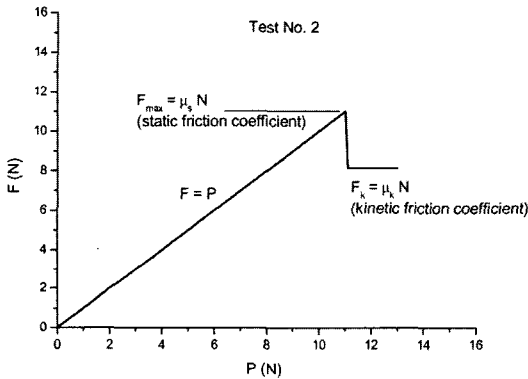
Fig. 4는 마찰계수를 측정하기 위한 실험장치와 자유물체도를 보여주고 있다. 시편(specimen)은 본 연구의 대상 후로팅 링 실(표면 절대조도=0.98 μm)의 재질과 같은 패삭 황동으로 제작되었으며 밀판과 접촉하는 시편의 밀면은 각각 4가지(0.2 μm, 0.98 μm, 2.67 μm, 3.18 μm)의 다른 절대조도를 갖도록 제작되었다. 밀판(base plate)은 본 연구의 대상 지지 링과 같은 재질인 스테인리스강으로 제작되었으며 윗면의 절대조도도 대상 지지 링과 같은 0.27 μm이다. 마찰계수를 결정하기 위하여 사용된 무게추(weight)의 하중은 46.09 N이며 시편이 움직일 때까지 가한 인장력(P)을 디지털 힘 측정기(digital force gauge, IMADA DSP-20, 정밀도 0.1 N)로 측정하였다. 무게추와 시편의 하중(W 또는 N)은 CASS사 모델 SW-1의 전자저울을 사용하여 측정하였으며 정밀도는 0.02 N이다. 마찰계수를 측정하기 위하여 10회의 반복 실험을 하였으며 마찰계수는 그 평균값으로 결정하였다.

#### 3-2. 마찰계수(μ) 측정 결과

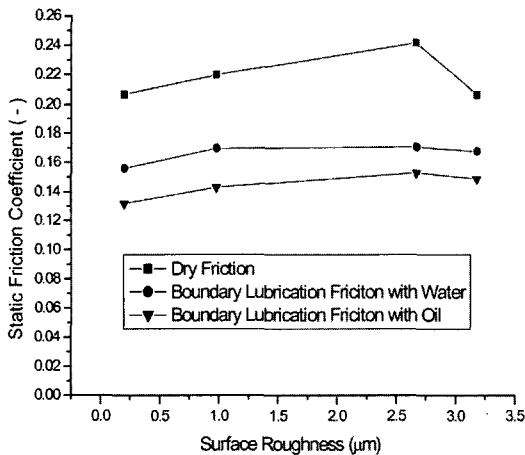
본 연구에서는 스테인리스강과 패삭황동 표면의 마찰계수 특성을 알아보기 위하여 Table 1에 나타낸 것처럼 4가지의 표면조도와 3가지의 표면 상태에 대하여 마찰계수 측정실험을 하였다. Fig. 5는 표면 조도가 0.98 μm인 표면의 건 마찰 조건(test no. 2)에서의 인장력과 마찰력의 결과를 보여주고 있다. 11.02 N의 인장력에서 최대의 마찰력( $F_{max}$ )을 보이며 이 때 최대정지마찰계수( $\mu_s$ )는 0.22이다. 11.02 N 이상의 인장력이 작용하면 시편은 움직이기 시작하고 마찰력은  $F_s$ 로 감소하며 이 때 운동마찰계수( $\mu_k$ )는 0.162이다.

**Table 1. Test cases and specimen**

Test No.	Surface condition	Specimen's surface roughness ( $\mu\text{m}$ )
1	Dry	0.2
2		0.98
3		2.67
4		3.18
5	Water	0.2
6		0.98
7		2.67
8		3.18
9	oil (metal processing oil 110)	0.2
10		0.98
11		2.67
12		3.18



**Fig. 5. Static friction and kinetic friction for dry friction.**



**Fig. 6. Static friction coefficient for dry and boundary lubrication condition.**

Fig. 6은 Table 1에 제시된 12가지 실험조건에 대한 측정결과로서 표면 조도에 따른 건 마찰 상태의 최대 정지마찰계수와 물과 오일(절삭유, metal processing oil 110)로 윤활이 되는 경계윤활(boundary lubrication) 상태의 최대정지마찰계수 결과를 나타내고 있다. 경계윤활 마찰계수는 건 마찰계수 보다 작은 값을 나타내고 있으며, 오일을 사용한 경계윤활 마찰계수는 물을 윤활제로 사용한 경우보다 더 작은 값을 보이고 있다. 본 실험에서 사용한 표면조도의 범위인 0.2-3.18  $\mu\text{m}$ 에 대하여 표면조도가 증가함에 따라서 건 마찰과 경계윤활 마찰계수는 커진 후 감소하는 경향을 보였으며, 오일을 사용한 경계윤활 마찰계수는 0.132-0.153으로 이 결과는 Kirk가 후로팅 오일 링 실의 해석에서 경계윤활 마찰계수로 0.1-0.15를 사용한 것과 잘 일치함을 보이고 있다. 본 연구의 대상인 후로팅 링 실은 물을 사용함으로 Table 1의 test no. 6과 동일한 조건이며, 후로팅 링 측면과 지지 링 표면의 경계윤활 마찰계수는 0.17로 측정되었다.

**4. 후로팅 링의 거동해석 결과 및 고찰**

본 절에서는 2절에서 유도한 후로팅 링의 거동해석 방법과 3절에서 측정한 후로팅 링 측면과 지지 링 표면의 경계윤활 마찰계수를 사용하여 대상 후로팅 링 실에 대한 축방향 및 원주방향의 압력분포( $P$ ), 축방향( $W$ ) 및 원주방향( $U_\theta$ ) 유속분포, 로터에 작용하는 유체력  $F_{dyn}$ , 자세각  $\Phi$ , 및 링의 고정(lock-up) 편심을 결과를 보이고 후로팅 링 실의 형상 변수에 대한 특성을 파악하고자 한다. 대상 펌프의 후로팅 링 실의 형상 및 운전조건(Fig. 1 참조)은 Table 2와 같다.

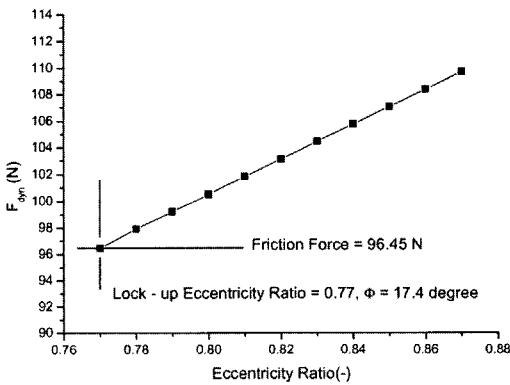
터보펌프가 작동되기 전 최대의 편심위치(편심율=1.0)에 있던 후로팅 링 실은 로터가 회전하기 시작하면 실 내면에 발생하는 유체력( $F_{dyn}$ )에 의해 부양되면서 편심율이 감소되고 따라서 발생하는 수력학적 힘도 감소되며 지지 링 측면의 마찰력과 평형을 이루는 위치에서 고정된다. Fig. 7은 후로팅 링이 고정되는 과정을 보여주고 있는데 고정 편심율 0.77 위치에서 마찰력 96.45 N과 평형을 이루며 이 때  $F_{dyn}$ 은 자세각( $\Phi$ ) 17.4°를 이룬다. 후로팅 링 실의 내면에 발생하는  $F_{dyn}$ 은 2.2절에서 설명한 것처럼 실 내면에 형성되는 압력 분포와 속도분포의 해석 결과로부터 결정되며, 본 연구에서는 수치해석 시 원주방향( $\theta$ )으로는 24개, 축 방향( $z$ )으로는 21개의 미소요소를 설정하였다. Fig. 8은 실

**Table 2. Geometry and operating conditions for the floating ring seal of the turbo pump unit**

Floating ring seal geometry	
Radius of rotor (R)	26.5 (mm)
Radius of supporting ring (Rs)	27.5 (mm)
Length of floating ring seal (L)	8.0 (mm)
Height of floating ring seal (b)	3.0 (mm)
Nominal clearance of floating ring seal (Cl)	0.1 (mm)
Relative roughness of rotor and floating ring surface	0.005
Friction coefficient between supporting and floating ring ( $\mu$ )	0.17
Density of floating ring material	8600 (kg/m <sup>3</sup> )

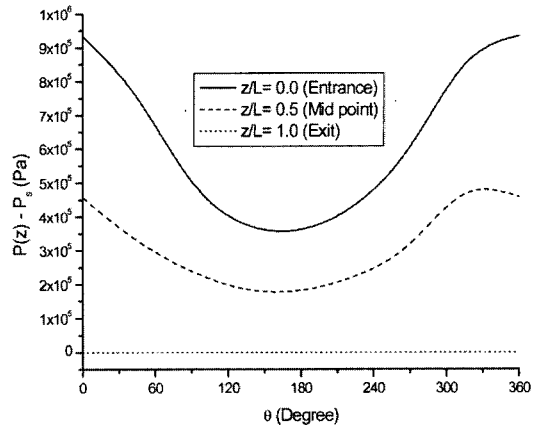
**Operating condition**

Inlet pressure (Pr)	1.1 (MPa)
Exit pressure (Ps)	0.1 (MPa)
Rotor speed ( $\omega$ )	10000 (rpm)
Inlet swirl ratio ( $U\theta_{in}/(R\cdot\omega)$ )	0.5
Inlet loss coefficient	0.5
Fluid viscosity	$8.94 \times 10^{-4}$ (N·s/m <sup>2</sup> )
Fluid density	997 (kg/m <sup>3</sup> )

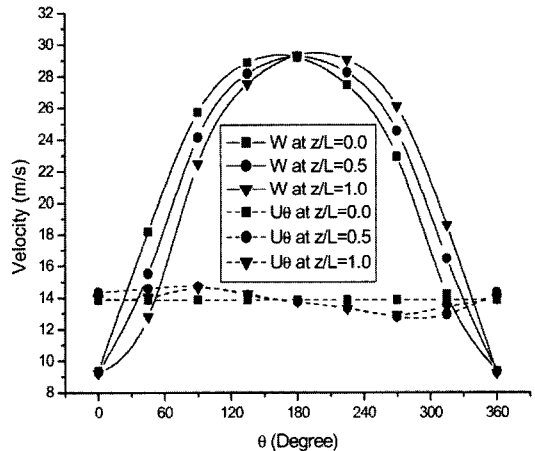


**Fig. 7. Dynamic force vs. eccentricity ratio of floating ring.**

내면의  $\theta$ 에 따른 출구압력과 차압 분포를 후로팅 링 실의 입구부( $z/L=0.0$ ), 실 중앙부( $z/L=0.5$ ) 및 실 출구부( $z/L=1.0$ )에 대하여 나타내고 있다. 실 입구부에서는 단면의 급격한 변화에 따른 입구손실(입구손실계수=0.5 가정)이 발생하여 공급압력인 1.1 MPa 보다 낮은 압력이 형성됨을 보이고 있으며, 후로팅 링의 고정 편심율이 0.77임으로  $\theta$ 에 따른 실 간극의 변화로  $\theta$ 에



**Fig. 8. Pressure distribution inside floating ring seal.**



**Fig. 9. Velocity distribution inside floating ring seal.**

따라 압력변화가 발생함을 알 수 있다. 최소 간극 부근에서 최대의 압력이 발생하고 최대 간극 부근에서 최소압력이 발생함을 알 수 있으며, 실 출구부로 갈수록 압력 강하가 일어나 실 출구부에서는  $\theta$ 에 관계없이 출구 경계조건인 출구 압력에 수렴되고 있음을 보여주고 있다. 이 압력을 식(14)-(16)에 나타낸 것처럼 원주방향과 축방향으로 적분함에 의해 유체력과 자세각을 결정할 수 있다. Fig. 9는 실 입구부( $z/L=0.0$ ), 실 중앙부( $z/L=0.5$ ) 및 실 출구부( $z/L=1.0$ )에서  $\theta$ 에 따른 원주방향 속도와 축방향 속도 분포 결과를 보여주고 있다. 최대의 간극 부근에서 최대의 축방향 유속이 형성되며, 원주방향 유속은  $\theta$ 에 따른 편차가 축방향 유속에 비하여 크지 않음을 알 수 있다.

후로팅 링 실은 작은 간극을 유지하면서도 로터와의

러빙 현상 없이 운전될 수 있는 큰 장점이 있다. 그러나 적절히 설계되지 못한 경우에는 후로팅 링이 고정되지 못하고 따라 돌거나 불규칙한 거동을 하는 현상이 발생하여 불안정하게 되며 이런 현상을 이미 실험을 통하여 경험한 바 있다. 이는 후로팅 링 실 안에서 발생하는 유체력이 후로팅 링 측면과 지지 링 면과의 마찰력 보다 충분히 크지 못해서 과도한 편심율로 운전됨으로써 야기된 것으로 판단된다. 마찰력에 영향을 주는 설계요소로는 후로팅 링 측면과 지지 링 면의 경계윤활 마찰계수, 후로팅 링과 지지 링의 접촉면적, 및 실에 부과되는 입·출구 압력조건이 있으며, 유체력에 영향을 주는 설계요소로는 간극, 실의 길이, 로터의 회전속도, 및 사용 유체의 물성치 등이 있다. 설계 변경을 통한 고정 편심율의 감소를 위해서는 일반적으로 터보 펌프의 운전 조건은 변경되기 어려움으로 실을 통한 유체력은 변동이 없으므로 후로팅 링 측면과 지지 링 면의 경계윤활 마찰계수와 후로팅 링의 높이 변경을 통한 마찰력의 감소가 가능한 방법이 될 수 있다.

Fig. 10은 후로팅 링 측면과 지지 링 면의 경계윤활 마찰계수에 따른 고정 편심율 예측 결과이다. 고정 편심율은 마찰계수의 감소에 비례적으로 감소함을 보이고 있어 고정 편심율을 감소시키기 위해서는 후로팅 링 측면의 마찰계수를 감소시킬 수 있도록 재질의 선정과 표면처리 방법을 개선할 필요가 있다. Fig. 11은 후로팅 링의 높이 변화에 따른 고정 편심율의 변화를 보여주고 있다. 후로팅 링은 최소한 지지 링의 반경보다 커야 되며 구조 역학적으로 파손이 일어나지 않을 정도의 크기가 되어야 하기 때문에 링의 최소 높이는 제한적이다. 본 연구 대상 후로팅 링 실에 대하여 링의 높이가 2.5 mm일 경우 고정 편심율은 0.64가 되

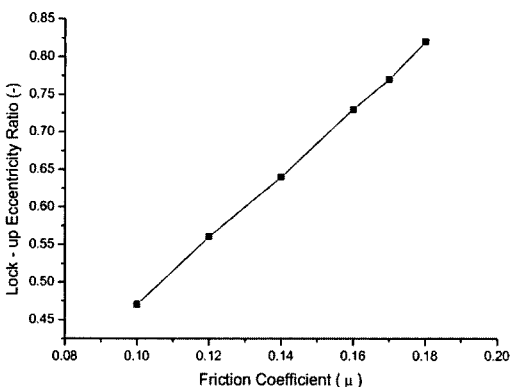


Fig. 10. Lock-up eccentricity ratio vs. friction coefficient.

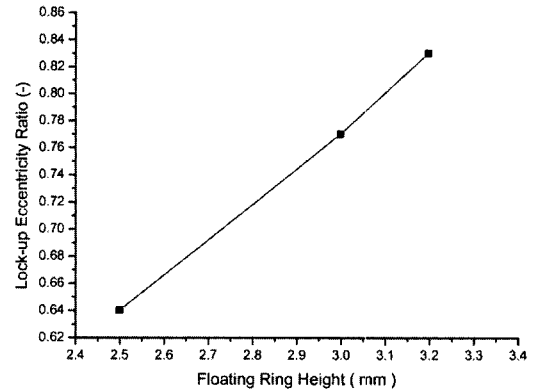


Fig. 11. Lock-up eccentricity ratio vs. floating ring height.

며, 3.2 mm 보다 크게 되면 고정 편심율은 0.83 보다 커져 링의 불안정한 거동이 발생할 수 있다. 따라서 본 연구 대상 후로팅 링 실의 높이는 3.0 mm 정도가 바람직하나 이 경우도 후로팅 링과 지지 링의 겹침 반경 두께가 2.1 mm 정도에 불과해 후로팅 링의 재질을 경계윤활 마찰계수가 작은 것으로 변경하여 링의 높이를 키우는 것이 구조 역학적으로 안전할 것으로 판단된다.

후로팅 링 실의 거동 해석에서 후로팅 링 측면과 지지 링 면의 경계윤활 마찰계수는 링의 고정 편심율을 결정하는데 중요한 요소이다. Fig. 11에서 보인 것처럼 마찰계수의 측정값이 없어 만약 마찰계수를 0.1로 가정하여 해석했다면 본 연구 대상 실의 고정 편심율은 0.47로 예측되어 안정된 운전상태로 판단될 수 있었다. 결국, 후로팅 링 실은 누설량을 최소화하고, 불안정한 거동이 발생하지 않도록 하기 위하여 작은 고정 편심율로 운전되도록 설계되어야 한다. 이를 위하여 본 연구에서 제시한 것처럼 정확히 측정된 마찰계수의 사용을 통한 후로팅 링의 형상에 따른 거동해석 결과가 유용할 것으로 사료된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 후로팅 링 실의 고정 편심율 결정에 중요한 요소인 후로팅 링 측면과 지지 링 면의 경계윤활 마찰계수를 실험적으로 측정하기 위하여 실험장치를 구성하였고 후로팅 링 실의 거동 해석을 위하여 지배방정식의 유도과 수치해석 방법을 제시하였다.

표면조도 0.2-3.18  $\mu\text{m}$ 에 대하여 표면조도가 증가함

에 따라서 건 마찰 및 경계윤활 마찰계수는 커진 후 감소하는 경향을 보였다. 건 마찰 계수는 0.207-0.242, 오일을 사용한 경계윤활 마찰계수는 0.132-0.153, 물을 사용한 경계윤활 마찰계수는 0.156-0.171로 본 연구의 대상인 후로팅 링 측면과 지지 링 표면의 경계윤활 마찰계수는 0.17로 측정되었다. 설계 변경을 통한 고정 편심을 감소를 위한 방법으로는 후로팅 링 측면과 지지 링 면의 경계윤활 마찰계수 감소와 후로팅 링의 높이 축소가 가능한 방법이 될 수 있다. 고정 편심율은 마찰계수의 감소에 비례적으로 감소함을 보이고 있어 후로팅 링 측면의 마찰계수를 감소시킬 수 있도록 재질의 선정과 표면처리 방법을 개선할 필요가 있다. 후로팅 링의 높이 축소에 따라 고정 편심율은 비례적으로 감소함으로 구조 역학적으로 파손이 일어나지 않을 정도의 겹침 반경 두께를 유지하는 최소 크기로 링의 높이가 결정되어야 한다.

후로팅 링 실은 누설량을 최소화하고, 불안정한 거동이 발생하지 않도록 하기 위하여 작은 고정 편심율로 운전되도록 설계되어야 한다. 이를 위하여 본 연구에서 제시한 정확히 측정된 마찰계수의 사용을 통한 후로팅 링의 형상 및 운전조건에 따른 거동해석 결과는 유용한 설계도구로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

## 참고 문헌

1. Kirk, R. G., "Transient Response of Floating Ring Liquid Seals," *Journal of Tribology*, Vol. 110, pp.572-578, 1988.
2. Kirk, R. G., "Oil Seal Dynamics: Considerations for Analysis of Centrifugal Compressors," Proceedings of 15th Texas A&M Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Nov. 10-13, 1986.
3. Kirk, R. G., and Miller, W. H., "The Influence of High Pressure Oil seals on Turbo-Rotor stability," *ASLE Trans.*, Vol. 22, No. 1, pp. 14-24, 1979.
4. Ha, T. W. and Lee, A. S., "A Modeling of Pump Impeller Shroud and Wear-ring Seal as a Whole and its Application to the Pump Rotordynamics, *KSME International Journal*, Vol. 12, No. 3, pp. 441-450, 1988.
5. Nelson, C. and Nguyen, D., "Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals : Part 1 - A New Solution Using Fast Fourier Transforms for Determining Hydrodynamic Forces," *Transactions of the ASME*, 87-Trib-52, pp. 1-6, 1987.
6. Nelson, C. and Nguyen, D., "Analysis of Eccentric Annular Incompressible Seals : Part 2-Effects of Eccentricity on Rotordynamic Coefficients," *Journal of Tribology*, Vol. 110, 361-366, 1988.
7. Avallone, E. A. and Baumeister III, T., "Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers," 9th Edition, McGraw Hill, 1987.