

원형 단면 구멍 표면을 갖는 댐퍼 후로팅 링 실의 누설량 및 회전체 동역학적 특성 해석

하태웅[†] · 이용복* · 김창호*

경원대학교 건축설비 · 기계공학부, *KIST Tribology 연구센터

Leakage and Rotordynamic Analysis of Damper Floating Ring Seal with Round-Hole Surfaces in the High Pressure Turbo Pump

Tae Woong Ha[†], Yong-Bok Lee* and Chang-Ho Kim*

Department of Mechanical Engineering, Kyungwon University

*Tribology Research Center, Korea Institute of Science and Technology

Abstract – A damper floating ring seal with round hole pattern surfaces is suggested for better leakage control. The flat plate test of the round hole pattern surfaces has been performed to yield an empirical friction factor model. The exact predictions of the lock-up position of the damper floating ring, the leakage performance, and the rotordynamic coefficients of the seal are necessary to evaluate the rotordynamic performance of the turbo pump unit. The governing equations including the empirical friction factor model for round hole pattern surfaces are solved by the Fast Fourier Transform method. The lock-up position, leakage flow rate, and rotordynamic coefficients are evaluated according to the geometric parameters of the damper floating ring seal. Theoretical results show that the damper floating ring seals yield less leakage and better rotordynamic stability than the floating ring seal with a smooth surface.

Key words – damper floating ring seal, round hole surface, leakage, rotordynamic coefficient, turbo pump.

1. 서 론

Fig. 1에 나타난 액체 로켓 엔진(LRE: Liquid Rocket Engine)의 터보 펌프 유닛(unit)은 산화제(LO₂) 펌프(oxidizer pump)와 연료(LCH₄) 펌프(fuel pump)로 구성되어 있는데, 각각의 임펠러 입구 및 출구 부의 비접촉식 축 실(shaft seal)은 누설량을 최소화할 목적으로 후로팅 링 실(floating ring seal)로 설계되어 있다. Fig. 2에 나타난 것처럼 후로팅 링 실은 사각형 단면의 링을 로터와 펌프 하우징 사이에 끼워 넣은 형상을 하며, 로터 면과 이 링의 내면은 매끈한 표면(smooth surface)으로 비접촉식 환상 평 실을 형성한다. 이 매끈한 링

표면을 갖는 후로팅 링 실에 대하여 Ha *et al.*[1]은 후로팅 링의 마찰력과 유체력(hydrodynamic force)의 평형에 의한 링의 고정(lock-up)위치 결정 및 Bulk-flow model에 기초한 편심된 환상 평 실의 해석 기법 [2]을 적용하여 후로팅 링 실을 통한 누설량 및 동특성 계수의 예측결과를 발표하였다.

후로팅 링 실의 누설 특성을 개선하기 위한 방법으로 시일 틈새를 작게 설계할 수 있으나 고속 회전 시 로터의 진동 문제로 그 틈새를 줄이는데는 한계가 있어 실 표면의 점성 마찰계수를 크게 하는 방법이 제안될 수 있다. 인위적으로 실 표면에 다양한 문양을 요철로 새겨 거칠게 함으로써 표면 마찰계수를 크게 하여 누설량을 줄이고 실을 통한 감쇠력(damping force)을 증가시키는 댐퍼 실(damper seal)[3-4]이 그 예가 될 수

[†]주저자 · 책임저자 : twha@mail.kyungwon.ac.kr

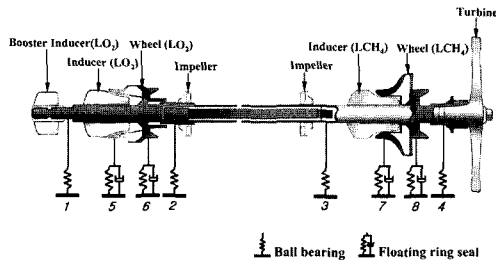


Fig. 1. Turbo pump unit.

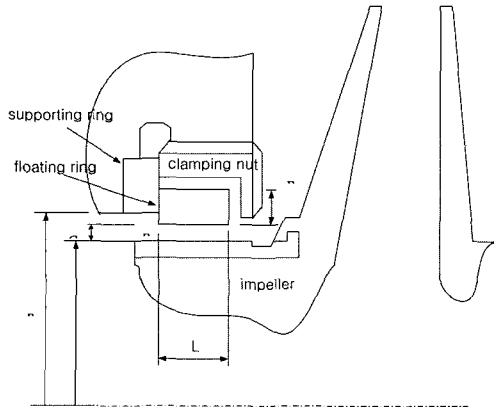
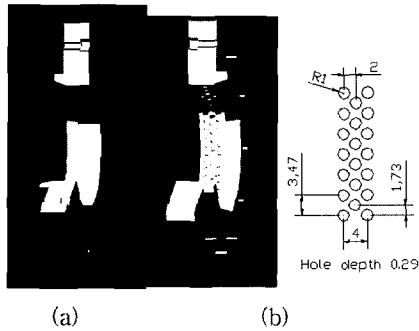


Fig. 2. Structural arrange of a floating ring seal.



(a) floating ring seal
(b) floating ring seal with damper holes

Fig. 3. Configuration of floating ring.

있다. Childs and Kim[5]과 Childs and Fayolle[6]는 비교적 가공이 용이한 원형 단면 구멍(round-hole pattern)을 매끈한 실 표면에 새긴 댐퍼 실이 실을 통한 누설량을 줄일 수 있음을 보였다. 또한 누설량 및 동특성계수의 이론적 예측을 위하여 원형 단면의 직경, 깊이 및 실의 틈새 깊이를 파라미터(parameter)로 한 표면 마찰계수를 Blasius friction-factor model을 사용하여 정의하고, 누설량과 동특성계수의 해석 결과와 실

험 결과를 발표하였다.

본 연구에서는 후로팅 링 실의 누설량을 줄이기 위하여 링의 매끈한 표면에 원형 단면의 구멍을 새긴 댐퍼 후로팅 링 실을 제안하고 원형 단면의 밀도에 따른 누설 특성 및 회전체동역학적 특성을 이론적으로 예측할 수 있는 해석 방법을 제시하고자 한다.

2. 댐퍼 후로팅 링

2.1. 원형 단면 구멍 표면을 갖는 댐퍼 후로팅 링

Fig. 3에 나타난 후로팅 링의 내면(L=8 mm)은 매끈한 표면에 원형 단면 구멍이 등 간격으로 가공되어 있다. 원형 단면 구멍을 갖는 표면의 점성 마찰 특성은 원형 단면의 직경, 깊이, 원형 단면의 밀도 등에 따라 달라질 것이나, 본 연구에서는 편의상 직경(2 mm)과 깊이(1 mm)를 일정하게 하고 실 내면의 전체 면적중 34%, 42%, 및 50%의 원형 단면 구멍 면적(hole area)를 갖는 댐퍼 후로팅 링 실을 대상으로 하였다.

2.2. 원형 단면 구멍 표면의 점성 마찰 계수

원형 단면의 구멍을 갖는 표면에 대한 마찰특성을 규명하기 위하여 하 등[7]은 평판시험기를 사용하여 Fig. 4에 나타난 34%, 42% 및 50%의 구멍(직경 2 mm, 깊이 1 mm) 단면적을 갖는 표면에 대한 마찰계수를 측정하였다. 또한 원형 단면 구멍을 갖는 표면의 마찰계수가 식 (1)의 Moody 마찰계수 식의 특성을 잘 만족함을 보이고, Fig. 5와 같이 34%, 42% 및 50%의 구멍 단면적을 갖는 표면의 마찰계수(Fanning friction factor)를 식 (1)을 사용하여 실험적으로 계수(a, b, 및 c) 들을 정의하였다.

$$f_m = a \left[1 + \left(b \frac{e}{D} + \frac{c}{Rey} \right)^{1/3} \right] \quad (1)$$

식 (1)에서 Rey는 레이놀즈 수(Reynolds number), e는 절대조도(absolute roughness), D는 수력지름(hydraulic diameter)으로 e/D는 원형 단면 구멍 표면의 상대조도를 나타낸다. Fig. 5에 나타난 것처럼 원형 단면 구멍을 갖는 표면의 마찰 계수는 매끈한 면의 마찰 계수보다 매우 커 후로팅 링 실의 내면에 원형 단면 구멍을 새길 경우 누설량을 줄일 수 있을 것으로 판단된다. 또한, 원형 단면 구멍의 밀도가 클수록 마찰 계수가 커짐을 나타내고 있다.

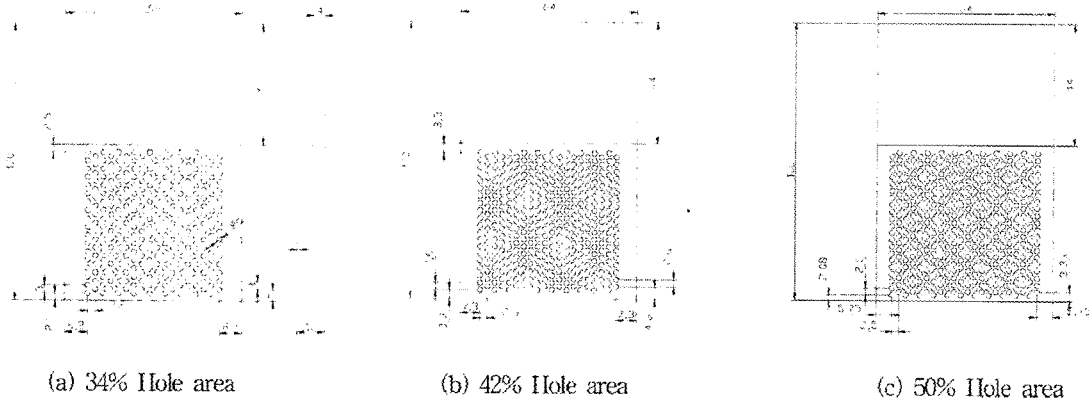


Fig. 4. Round hole pattern surface test specimen.

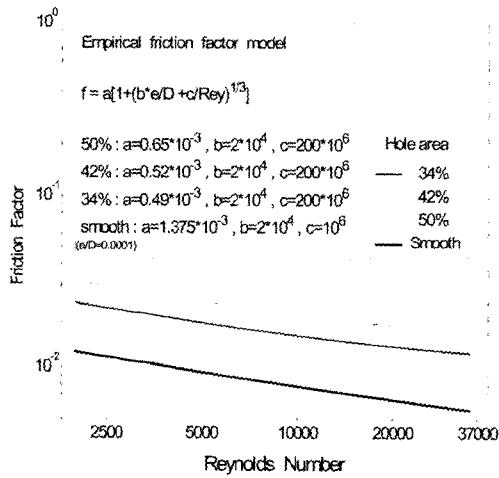


Fig. 5. Friction factor data using Moody's friction factor model for hole pattern surfaces.

3. 댐퍼 후로팅 링 실의 해석

Fig. 6은 후로팅 링 실을 해석하기 위한 좌표계를 나타내고 있다. 펌프가 운전되기 전 후로팅 링은 자중에 의해 최대 편심 위치에 있다가 로터의 회전이 시작되면 반경방향의 유체력(F_{dyn}), 후로팅 링과 지지 링의 접촉면에 발생하는 마찰력(F_{μ}), 후로팅 링의 자중(W_g)이 평형을 이루는 위치까지 편심율이 감소되어 고정(lock-up)이 된다. 일단 후로팅 링이 고정되면 후로팅 링 실은 편심된 환상 실과 같이 작동된다.

매끈한 링 표면을 갖는 후로팅 링 실에 대하여 Ha et al.[1]은 최근 후로팅 링의 마찰력, 자중, 및 유체력(hydrodynamic force)의 평형식에 의한 링의 고정(lock-up) 위치를 결정하고, 편심된 후로팅 링 실에 대하여는

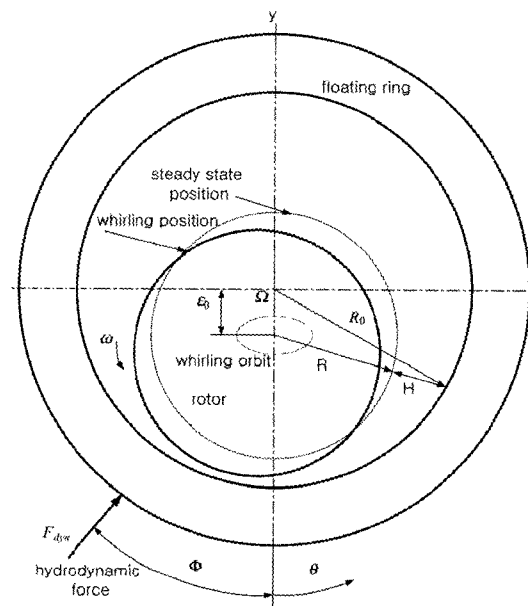


Fig. 6. Coordinate system of a floating ring seal.

Bulk-flow model에 기초한 지배방정식을 유도하여[8] Nelson과 Nguyen[2,9]의 Fast Fourier Transform 방법을 사용한 수치해석 기법을 사용하여 후로팅 링 실의 고정위치, 자세각, 누설량 및 동특성계수의 결과를 발표하였다.

후로팅 링의 내면에 원형 단면 구멍을 새긴 댐퍼 후로팅 링 실의 해석은 Ha et al.[1]의 매끈한 링 표면을 갖는 후로팅 링 실의 해석 방법과 스테이터(후로팅 링)의 표면 마찰계수 정의를 제외하고는 동일하다. 만큼 편심된 원형 단면 구멍 표면을 갖는 댐퍼 후로팅 링 실의 틈새의 유동을 정의하기 위하여 실 틈새에 설정된 제어체적에 대한 연속방정식, 원주방향 운동량,

및 축방향 운동량 방정식을 유도하면 이 지배방정식들은 편심되지 않은 환상 평질의 해석[8] 경우와 같이 식 (2)-(5)로 나타내어진다. 이 때 댐퍼 후로팅 링은 회전하지 않는 것으로 가정한다. 다만 댐퍼 후로팅 링 내면의 표면 마찰계수(f_s)는 Fig. 5에 나타난 원형 단면 표면에 대한 평판시험 결과를 사용하고, 로터의 표면 마찰계수(f_r)는 매끈한 표면에 대한 Moody의 마찰계수식을 사용한다. 로터의 중심이 댐퍼 후로팅 링의 중심에서 벗어나 있으므로 틈새 깊이(H)는 식 (6)과 같이 함수로 정의된다.

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial z}(WH) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(U_\theta H) = 0 \quad (2)$$

$$-H \frac{\partial P}{\partial z} = \frac{\rho}{2} f_s W U_s + \frac{\rho}{2} f_r W U_r + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(W) + W \frac{\partial}{\partial z}(W) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial}{\partial \theta}(W) \right\} \quad (3)$$

$$-\frac{H \partial P}{R \partial \theta} = \frac{\rho}{2} U_\theta U_{f_s} + \frac{\rho}{2} (U_\theta - R\omega) U_{f_r} + \rho H \left\{ \frac{\partial}{\partial t}(U_\theta) + \frac{U_\theta}{R} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + W \frac{\partial U_\theta}{\partial z} \right\} \quad (4)$$

$$U_s = (W^2 + U_\theta^2)^{\frac{1}{2}}, \quad U_r = (W^2 + (U_\theta - R\omega)^2)^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$f_s = a \left[1 + \left(b \times \frac{e_s}{D} + c \times \frac{1}{Rey} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

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

$$H(z, \theta) = (R_0^2 - \varepsilon_0^2 \sin^2 \theta)^{\frac{1}{2}} - \varepsilon_0 \cos \theta - R \quad (6)$$

로터는 임의의 편심 위치에서 정격회전수로 회전함과 동시에 미소 휘돌림 운동(whirling motion)을 하는데 이 현상을 수학적으로 모델링하기 위하여 지배방정식의 변수인 압력, 축방향 및 원주방향 유속, 및 실의 틈새깊이를 섭동변수로 정의하고, 지배방정식을 정상상태(zeroth-order)식과 비정상상태(first-order)식으로 유도한다.

2차원 비선형 편미분 방정식인 정상상태(zeroth-order)식의 해는 편심된 댐퍼 후로팅 링 실을 통한 누설량, 로터에 작용하는 수력학적 힘 F_{dyn} , 자세각 Φ , 축방향 및 원주방향의 압력분포와 유속분포를 정의한다.

비정상상태(first order) 지배방정식은 편심된 로터의 휘돌림 운동에 따른 실 간극의 변화에 기인된 섭동압

력과 섭동속도를 정의한다. 로터가 타원케적을 갖는 각 속도 Ω 의 휘돌림운동을 한다고 가정하고 비정상상태 지배방정식의 해를 수치해석 기법을 사용하여 구하면 축방향 및 원주방향의 섭동압력 분포를 얻을 수 있다. 편심된 댐퍼 후로팅 링 실을 통해 발생하는 유체가진력은 섭동압력을 실의 축방향 길이와 원주방향 둘레에 대하여 적분함에 의하여 구할 수 있고 식 (7)과 등치시키면 최종적으로 편심된 댐퍼 후로팅 링 실의 유체가진력을 나타내는 12개 행렬요소의 회전체 동역학적 계수들을 결정할 수 있다. 자세한 해석 방법은 Ha *et al.*[1]에 나타나 있으므로 본 논문에서는 생략하고자 한다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} K_{xx}(\varepsilon_0) & K_{xy}(\varepsilon_0) \\ -K_{yx}(\varepsilon_0) & K_{yy}(\varepsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} C_{xx}(\varepsilon_0) & C_{xy}(\varepsilon_0) \\ -C_{yx}(\varepsilon_0) & C_{yy}(\varepsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} M_{xx}(\varepsilon_0) & M_{xy}(\varepsilon_0) \\ -M_{yx}(\varepsilon_0) & M_{yy}(\varepsilon_0) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

Table 1. Geometry and operating conditions for the damper floating ring seal of the turbo pump unit.

Damper floating ring seal geometry	
Radius of rotor (R)	29 (mm)
Radius of supporting ring (Rs)	30 (mm)
Length of floating ring seal (L)	8.0(mm)
Height of floating ring seal (b)	5 (mm)
Nominal clearance of floating ring seal (Cl)	0.1 (mm)
Relative roughness of rotor	0.00001
Friction coefficient between supporting and floating ring (μ)	0.09
Density of floating ring material	8600(kg/m ³)
Operating condition	
Inlet pressure (Pr)	8.59(MPa)
Exit pressure (Ps)	0.8 (MPa)
Rotor speed (ω)	1000 – 70000 (rpm)
Inlet swirl ratio($U\theta in/(R \cdot \omega)$)	0.25
Inlet loss coefficient	0.5
Fluid viscosity	1.79×10^{-4} (N·s/m ²)
Fluid density	424 (kg/m ³)

4. 댐퍼 후로팅 링 실의 해석 결과

본 절에서는 본 논문에서 제안한 댐퍼 후로팅 링 실의 누설 특성 및 동특성 계수 특성을 파악하고자 Table 1에 나타낸 대상 연료 펌프의 후로팅 링 실의 형상 및 운전조건으로 앞 절에서 설명한 해석 방법에 따른 결과를 제시하고자 한다. 34%, 42%, 및 50%의 원형 단면 구멍 밀도를 갖는 댐퍼 후로팅 링 실과 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 해석 결과를 비교하고 분석하고자 한다.

4.1. 고정 편심율, 자세각 및 누설량

Fig. 7-9는 대상 연료 펌프의 로터 회전수를 1000 rpm에서 70000 rpm까지 변화 시켰을 경우 후로팅 링의 고정 편심율(lock-up eccentricity ratio), 자세각(attitude angle)과 누설량의 결과를 각각 보이고 있다.

로터의 회전수가 증가함에 따라서 편심된 실을 통한 유체력이 커짐으로 고정 편심율은 감소하며 후로팅 링 실의 자세각은 증대됨을 알 수 있다. 댐퍼 후로팅 링

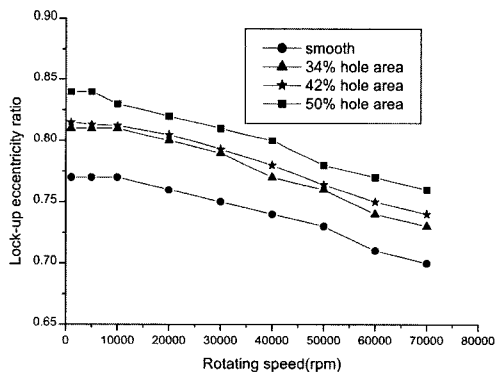


Fig. 7. Lock-up eccentricity ratio vs. rotor speed.

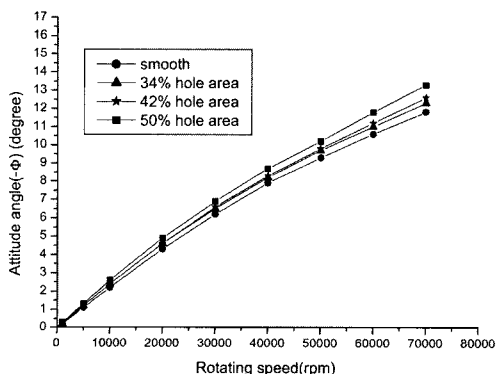


Fig. 8. Attitude angle vs. rotor speed.

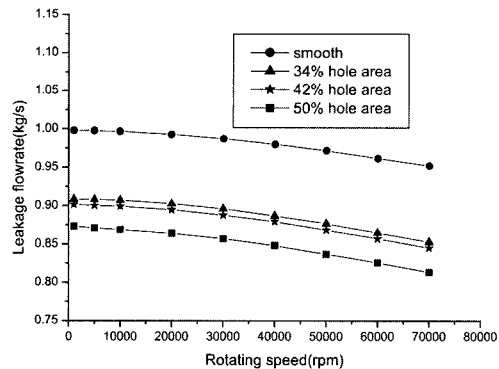


Fig. 9. Leakage vs. rotor speed.

실의 고정 편심율이 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실보다 크며, 원형 단면 구멍의 밀도가 커질 수록(표면 마찰 계수가 커질 수록) 고정 편심율이 더 커짐을 나타내고 있다. 댐퍼 후로팅 링 실의 자세각이 역시 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실보다 크며, 원형 단면 구멍의 밀도가 커질수록 자세각이 더 커짐을 나타내고 있다. 로터의 회전수가 증가함에 따라 누설량은 감소함을 보이고, 댐퍼 후로팅 링 실의 누설량은 예상했던 대로 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실보다 9%~12% 정도 작으며, 원형 단면 구멍의 밀도가 커질수록 누설량은 더욱 감소함을 알 수 있다. 따라서 본 논문에서 제안된 댐퍼 후로팅 링 실의 적용은 실을 통한 누설량을 줄일 수 있음으로 인하여 터보 펌프의 효율 향상을 기대할 수 있을 것으로 판단된다.

4.2. 회전체 동역학적 특성 계수

Fig. 10-15는 대상 연료 펌프의 로터 회전수를 1000 rpm에서 70000 rpm까지 변화 시켰을 경우 후로팅 링 실을 통한 회전체 동역학적 계수들(rotordynamic coefficients)의 특성을 나타내고 있다. Fig. 10에 나타난 것처럼, 강성계수(direct stiffness) (K_{xx} , K_{yy})는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 경우는 약간 증가하나, 댐퍼 후로팅 링 실의 경우는 크게 증가함을 보이고 있다. 또한 댐퍼 후로팅 링 실의 K_{xx} , K_{yy} 는 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 K_{xx} , K_{yy} 보다 작으며 회전수가 증가할수록 그 차이는 작아짐을 알 수 있다. 원형 단면 구멍의 밀도가 커질수록 K_{xx} , K_{yy} 는 더 작아지는 경향을 보인다.

Fig. 11에 나타난 연성강성계수(cross-coupled stiffness) (K_{xy} , K_{yx})는 시스템의 안정성을 저해하는 요소로 작용

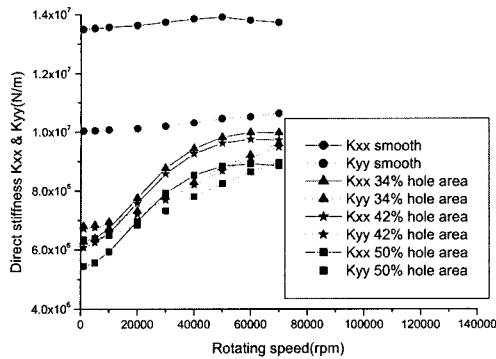


Fig. 10. Direct stiffness vs. rotor speed.

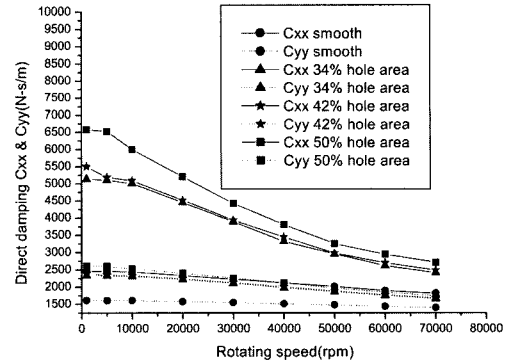


Fig. 12. Direct damping vs. rotor speed.

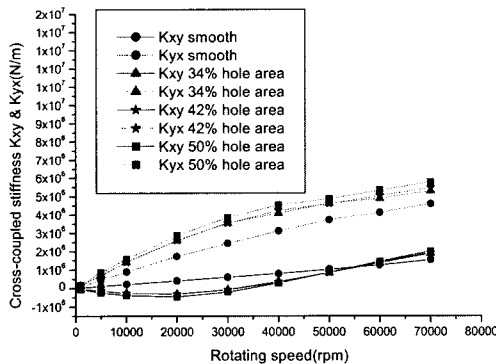


Fig. 11. Cross-coupled stiffness vs. rotor speed.

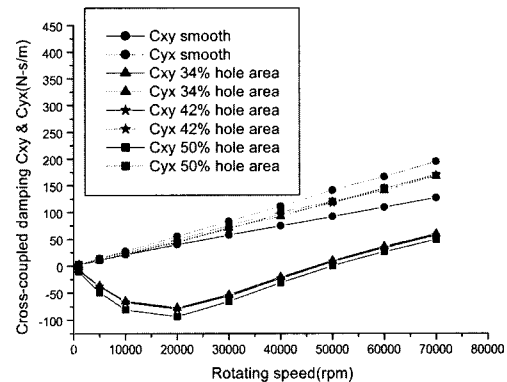


Fig. 13. Cross-coupled damping vs. rotor speed.

하는데, 역시 로터의 회전수가 증가함에 따라서 대체적으로 증가함을 보이고 있다. 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 K_{yy} 는 댄퍼 후로팅 링 실의 K_{yy} 보다 약 55000 rpm까지는 큰 경향을 나타내나 그 이후에서는 작은 경향을 보이고 있다. 또한 댄퍼 후로팅 링 실의 K_{yy} 는 원형 단면 구멍 밀도에 따라 크게 변화하지 않으며, 약 40000 rpm까지는 음의 값을 나타내고 있어 감쇠력으로 작용하고 있음을 알 수 있다. 댄퍼 후로팅 링 실의 K_{xx} 는 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 K_{xx} 보다 크음을 보이고 있으며 원형 단면 구멍 밀도가 증가함에 따라서 커지는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 12에 나타난 감쇠계수(direct damping) (C_{xx} , C_{yy})는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 대체적으로 감소함을 보이고 있다. 댄퍼 후로팅 링 실의 C_{xx} , C_{yy} 는 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 C_{xx} , C_{yy} 보다 비교적 큰 경향을 나타내고 있으며 원형 단면 구멍 밀도가 증가함에 따라서 더 커지는 경향을 나타내고 있다. 결국 원형 단면 구멍을 갖는 댄퍼 후로팅 링 실은 붙여진 이룸처럼 감쇠력을 증가시킬 수 있어

시스템의 안정성 향상에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

Fig. 13은 연성감쇠계수(cross-coupled damping) (C_{xy} , C_{yx})의 결과를 나타내고 있다. 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 C_{xy} , C_{yx} 는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 일정하게 커짐을 보인다. 그러나 댄퍼 후로팅 링 실의 경우에 C_{yx} 는 로터의 회전수가 증가함에 따라서 일정하게 커짐을 보이고 있으나 C_{xy} 는 약 20000 rpm까지는 작아지다가 그 이후에는 커짐을 보이고 있다. 댄퍼 후로팅 링 실의 C_{xy} , C_{yx} 는 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 C_{xy} , C_{yx} 보다 작으며, C_{xy} 의 경우 약 50000 rpm까지는 음의 값을 나타내고 있다.

댄퍼 후로팅 링 실의 안정성을 나타내는 정량적인 값으로 불안정화 유체력에 대한 안정화 유체력의 비인 휘둘림 주파수비(whirl frequency ratio)(식 (8))를 정의(10)하여 나타낼 수 있다.

$$WFR = \frac{\sqrt{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx}}}{(C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx})\omega^2}$$

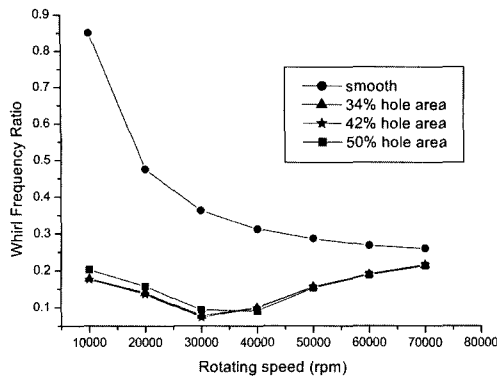


Fig. 14. Whirl frequency ratio vs. rotor speed.

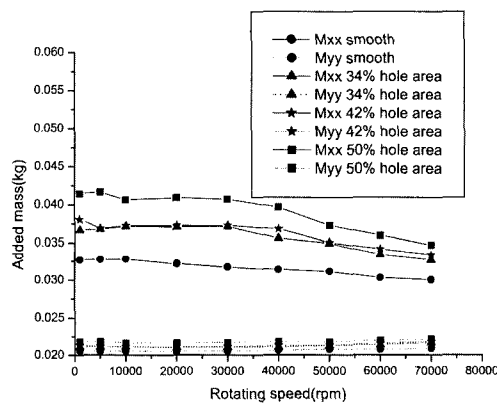


Fig. 15. Added mass vs. rotor speed.

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - K_{xy}C_{yx} - K_{yx}C_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (8)$$

Fig. 14는 본 논문에서 제안한 댐퍼 후로팅 링 실과 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실의 휘둘림 주파수비의 결과를 비교하고 있다. 댐퍼 후로팅 링 실의 휘둘림 주파수비는 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실보다 작은 값을 나타내고 있어 시스템의 안정화에 기여할 수 있음을 알 수 있으며, 원형 단면 구멍의 밀도 변화에 따라서 큰 차이를 나타내지는 않았다.

Fig. 15에 나타낸 부가질량계수(added mass) (M_{xx} , M_{yy})는 로터의 회전수에 대하여 둔감함을 보인다. 댐퍼 후로팅 링 실의 M_{xx} , M_{yy} 는 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실의 M_{xx} , M_{yy} 보다 큼을 나타내며, 원형 단면 구멍의 밀도가 증가할수록 커짐을 알 수 있다. 연성 부가질량계수(cross-coupled added mass) (M_{xy} , M_{yx})는 상대적으로 매우 작은 값을 갖고 있기 때문에 본 논문에서는 나타내지 않았다.

5. 결 론

매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실의 누설량을 줄이기 위한 방법으로 링의 내면에 원형 단면의 구멍을 새긴 댐퍼 후로팅 링 실을 제안하고, 원형 단면 구멍의 밀도에 따른 누설 특성 및 회전체동역학적 특성을 이론적으로 예측할 수 있는 해석 방법을 제시하였다. 터보 펌프 유닛의 연료펌프 운전조건을 대상으로 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실과 34%, 42%, 및 50%의 원형 구멍 단면 밀도를 갖는 댐퍼 후로팅 링 실을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 댐퍼 후로팅 링 실은 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실보다 원형 단면 구멍 밀도가 커짐에 따라서 9%~12% 정도의 누설량 감소를 보여 본 논문에서 제안한 댐퍼 후로팅 링 실이 터보 펌프 시스템의 효율 향상에 기여할 수 있음을 보였다.

(2) 댐퍼 후로팅 링 실의 K_{xx} , K_{yy} 는 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 K_{xx} , K_{yy} 보다 작으며 원형 단면 구멍의 밀도가 커질수록 K_{xx} , K_{yy} 는 더 작아지는 경향을 보였다.

(3) 댐퍼 후로팅 링 실의 C_{xx} , C_{yy} 는 매끈한 표면을 갖는 후로팅 링 실의 C_{xx} , C_{yy} 보다 더 큰 값을 갖으며 원형 단면 구멍 밀도가 증가함에 따라서 더 커지는 경향을 나타내었다.

(4) 실의 안정성을 나타내는 불안정화 유체력(연성강성계수)에 대한 안정화 유체력(감쇠계수)의 비인 휘둘림 주파수 비의 경우, 댐퍼 후로팅 링 실이 매끈한 면을 갖는 후로팅 링 실보다 작은 값을 나타내고 있어 본 논문에서 제안한 댐퍼 후로팅 링 실이 터보 펌프 시스템의 안정화에도 기여할 수 있음을 나타내었다.

후 기

본 연구는 과학기술부 “민군 겸용 기술 개발·사업의 세부과제인 “고압 터보펌프 회전축 동특성 해석 및 Tribo 요소설계 기술 개발”와 “소형위성발사체(KSLV-I) 개발사업” 세부과제인 “KSLV 1단용 엔진 터보 펌프의 베어링 및 실 신뢰성 해석 및 시험평가”의 일환으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고 문헌

1. Ha, T. W, Lee, Y. B. and Kim, C. H., “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, 2002.
2. 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.
 3. Von Pragenau, G., "Damping Seal for Turbomachinery," NASA Technical paper No. 1987.
 4. Iwatsubo, T. and Sheng, B., "An Experimental Study on the Static and Dynamic Characteristics of Damp Seals," in *Proceedings of the Third IFToMM International Conference on Rotordynamics*, Lyon, france, pp. 307-312, 1990.
 5. Childs, D. and Kim, C. H., "Test Results for Round-Hole-Pattern Damper Seals: Optimum Configurations and Dimensions for Maximum Net Damping," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 108, pp. 605-611, 1985.
 6. Childs, D. and Fayolle, P., "Test Results for Liquid "Damper" Seals Using a Round-Hole Roughness Pattern for the Stators," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 121, pp. 42-49, 1999.
 7. 하태웅, 주영찬, 이용복, 김창호, "임의로 거칠게한 표면의 점성 마찰특성," *유체기계학회 심사중*, 2003.
 8. 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.
 9. 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.
 10. Lund, J., "The Stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports," *ASME J. of Applied Mechanics*, pp. 911-920, 1965.