

역회전 프로토틀링저어널베어링의 정특성

정 연 민, 김 경 용

한국과학기술원 생산공학과

1. 서론

이론적으로 진원의 저어널과 슬리브를 갖는 저어널베어링은 저어널과 슬리브가 등속으로 역회전할 경우 부하능력이 발생하지 않으므로 베어링으로서의 기능이 상실된다. 따라서, 저어널과 슬리브가 거의 등속으로 역회전하는 계에 대해서는 진원의 저어널베어링을 사용할 수 없고, 다른 종류의 베어링으로 지지하여야 할 것이다.

역회전하는 저어널-베어링 계의 예로서는 터보엔진의 인터샤프트베어링을 들 수 있다. Vance(1)는 고속 터보엔진의 경우 공기역학적인 관점에서 가스제너레이터축과 파워터민축이 서로 역회전하는 것이 바람직한 경우도 있는데, 이때 피크톱저어널베어링은 역회전시 부하능력의 감소로 인해 적용하기 어렵다고 하였다. 실제로 현재의 모든 인터샤프트 베어링으로서를 구름베어링이 사용되고 있다.

그러나, 역회전계에 대한 피크톱저어널베어링의 사용가능성은 1962년 Pinkus(2)에 의해 밝혀진 바가 있다. 그는 실험을 통하여 등속역회전하는 계에서 부하능력이 발생하는 여러 종류의 피크톱저어널베어링을 발견하였는데, 그러한 베어링을 형상별로 나누면 프로토틀링저어널베어링과 같은 진원형 또는 비진원형 다중유막베어링과 급유홈이 있는 베어링 또는 테이퍼드랜드 베어링과 같은 비진원형 베어링으로 구분할 수 있다. 또한 그는 비진원형 베어링에 대해서는 등속역회전시 부하능력이 발생함을 이론적으로 증명하였으나, 진원형 다중유막베어링에 대해서는 해석하지 못하였다.

저어널 또는 슬리브의 형상이 진원이 아니면 등속역회전시 부하능력이

발생하는 것은 당연하며, 큰 부하능력을 얻으려면 진원으로부터의 변화량을 많이 하면 될 것이다. 그러나, 프로팅링저어널베어링의 경우는 저어널, 링 및 슬리브가 모두 진원일지라도 부하능력이 발생하므로 재미있는 현상이라 하지 않을 수 없다. 따라서, 본 논문에서는 저어널과 슬리브가 역회전하는 프로팅링저어널베어링의 정특성을 해석하여 프로팅링저어널베어링이 역회전 저어널-베어링계를 충분히 지지할 수 있음을 이론적으로 밝히고자 한다. 윤활이론으로서는 층류상태에 대한 등온 유한장베어링이론을 사용하였다.

2. 해석

프로팅링저어널베어링의 형상은 Fig.1과 같다.

정특성을 구하기 위해서는 우선 저어널 및 링 중심의 정적평형위치를 찾아야 하는데, 이를 위해 링에 대한 힘과 모멘트의 균형을 고려하면 다음과 같은 식이 성립한다.

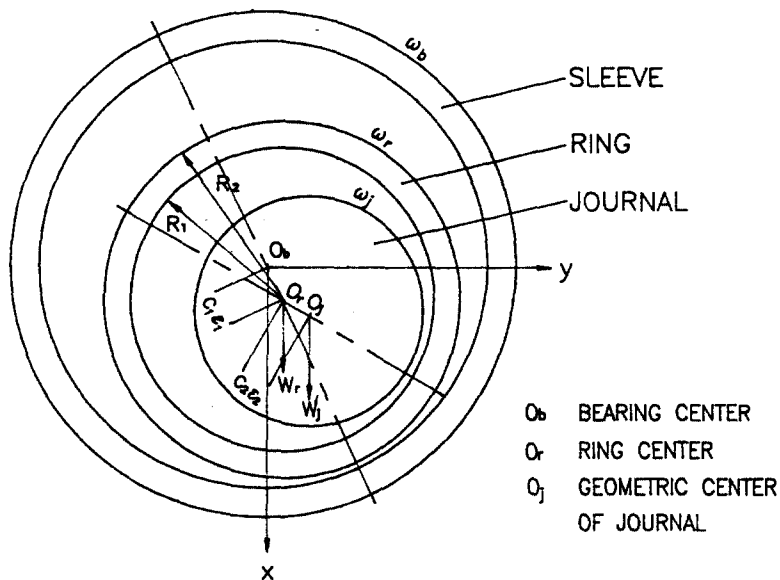


Fig.1 Counterrotating floating ring journal bearing

$$f_{px1} = W_j \quad (1a)$$

$$f_{px2} = W_r + f_{px1} \quad (1b)$$

$$T_{b1} = T_{j2} \quad (1c)$$

식 (1a) - (1c)에 있는 변수들의 정의는 다음과 같다.

W_j, W_r : 회전체 및 링의 자중

f_{px1}, f_{px2} : 내외측유막의 동수압적 압력에 의한 -x방향 반력

T_{b1}, T_{j2} : 내외측유막에서 링에 작용하는 마찰토크

식 (1a)-(1c)를 무차원화하면 다음과 같은 정적평형상태에 대한 식이 된다.

$$\text{힘의 균형} \quad \Lambda_1(\alpha, \varepsilon_2) = S_2 - \frac{(\alpha + \gamma) \delta^3 S_1}{\beta^2 (1 + \alpha)(1 + \sigma)} = 0 \quad (2a)$$

$$\text{모멘트의 균형} \quad \Lambda_2(\alpha, \varepsilon_2) = \left(\frac{R}{C}\right)_{b1} - \beta(1 + \sigma) \left(\frac{R}{C}\right)_{j2} = 0 \quad (2b)$$

식 (2a) 및 (2b)에 있는 변수들의 정의는 다음과 같다.

α : 링의 무차원 회전각속도 = ω_r / ω_j

β : 내외측유막의 간극비 = C_2 / C_1

γ : 슬리브의 무차원 회전각속도 = ω_b / ω_j

δ : 링의 내외경비 = R_2 / R_1

σ : 링과 회전체의 중량비 = W_r / W_j

S_1 : 내측유막의 Sommerfeld 수 = $\frac{\eta R_1^3 L (\omega_j + \omega_r)}{\pi W_j C_1^2}$

S_2 : 외측유막의 Sommerfeld 수 = $\frac{\eta R_2^3 L (\omega_r + \omega_b)}{\pi (W_j + W_r) C_2^2}$

$\left(\frac{R}{C}\right)_{b1}$: 링 내면의 friction factor = $\frac{T_{b1}}{W_j C_1}$

$\left(\frac{R}{C}\right)_{j2}$: 링 외면의 friction factor = $\frac{T_{j2}}{(W_j + W_r) C_2}$

주어진 $L/D_1, L/D_2, \beta, \gamma$ 및 σ 에 대해 식 (2a) 및 (2b)의 비선형 연립방

정식을 풀면 정적평형위치가 결정되고, 이로부터 내외축유막의 정특성을 구할 수 있다. 식 (2a) 및 (2b)는 뉴턴법에 의해 풀었으며, 수렴조건은 $|\Delta\alpha/\alpha| < 10^{-4}$ 와 $|\Delta\epsilon_2/\epsilon_2| < 10^{-4}$ 로 하였다. 또한, 내외축유막의 정특성은 층류상태의 유한장베어링에 대한 다음의 Reynolds 방정식에 의해 Reynolds 경계조건하에서 구하였다.

$$\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(h^3\frac{\partial P}{R\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(h^3\frac{\partial P}{\partial z}\right) = 6\eta(u_j+u_b)\frac{\partial h}{R\partial\theta} \quad (3)$$

식 (3)에 있는 변수들의 정의는 다음과 같다.

P : 유막압력

R : 저어널의 반경

h : 유막두께

u_j, u_b : 저어널 및 베어링 해당면의 선속도

η : 윤활계의 절대점도

3. 결과 및 토의

역회전 프로팅링저어널베어링의 특성에 영향을 미치는 인자들에는 세장비, 중량비, 반경비, 간극비 및 슬리브속도비 등 여러가지가 있는데, 그 중 간극비 및 슬리브속도비의 영향이 다른 인자에 비해 크므로, 본 논문에서는 $L/D_1=1.0$, $L/D_2=0.8$ 및 $\sigma=0$ 으로 고정시키고, 각각 세 가지의 $\beta(0.5, 1.0$ 및 $2.0)$ 및 $\gamma(-0.5, -1.0$ 및 $2.0)$ 에 대한 해석결과를 제시하였다. 본 해석결과 의 제시에 사용된 주요변수의 정의는 다음과 같다.

$$S \quad : \quad \text{기준 Sommerfeld 수} \quad = \frac{\eta R_1^3 L \omega_j}{\pi W_j C_1^2}$$

$$\left(\frac{f}{C}\right)_{j1}^R \quad : \quad \text{저어널의 friction factor} \quad = \frac{T_{j1}}{W_j C_1}$$

Fig. 2는 β 및 γ 의 변화에 따른 내외축유막의 편심율과 기준 Sommerfeld 수의 관계를 나타낸 것인데, β 에 관계없이 $\gamma=-1.0$ (즉, 저어널과 슬리브가 동속역회전하는 경우)인 프로팅링저어널베어링도 상당한 부하능력을 가질

수 있음을 보여주고 있다. 또한, 슬리브의 역회전속력이 클수록 내측유막의 편심율은 커지고 외측유막의 편심율은 작아지는데, 이는 β 및 γ 의 변화에 따른 링의 무차원 회전각속도와 기준 Sommerfeld 수의 관계를 나타내는 Fig.3에서 알 수 있듯이 γ 가 감소함에 따라 링의 회전속도는 저어널보다는 슬리브의 영향을 많이 받아서 $|\omega_j + \omega_r|$ 은 감소하여 내측유막의 부하능력이 감소하고, $|\omega_r + \omega_b|$ 은 증가하여 외측유막의 부하능력은 증가되기 때문이다.

$\beta=0.5$ 및 $\gamma=-2.0$ 인 경우, 기준 Sommerfeld 수가 0.5보다 큰 영역에서는 하나의 기준 Sommerfeld 수에 대하여 세 개의 평형상태가 존재하는데, 이는 α 가 -1.0에 가까워짐에 따라 부하능력이 급격히 감소되고 기준 Sommerfeld 수는 크게 증가하여 결국에는 무한대로 발산해 가는 영역이 존재하기 때문이다. 더욱이, $\alpha=-1.0$ 에 매우 가까운 영역($0.83 < \varepsilon_1 < 0.85$)에 대해서는 기준 Sommerfeld 수의 급격한 변화로 인해 평형위치의 수렴치를 얻지 못하였으며, 다만 그림상에 점근선으로만 표시하였다. 따라서, $\alpha=-1.0$ 에 가까운 운전상태에서는 안전운전이 불가능하므로 피하여야 한다.

Fig.3을 보면, $\beta=0.5$ 및 $\gamma=-0.5$, $\beta=1.0$ 및 $\gamma=-0.5$ 또한 $\beta=2.0$ 및 $\gamma=-1.0$ 의 세 경우는 상당히 넓은 기준 Sommerfeld 수의 영역에 대하여 α 가 영에 가까운 값을 나타내고 있는데, 이는 상기의 경우 대부분의 운전조건에 대하여 링은 거의 회전하지 않는 채 저어널과 슬리브만의 회전에 의해 내외측유막에서의 부하능력이 발생되고 있음을 보여주는 것이며, 이로부터 γ 에 따라 β 를 잘 선택하면 링이 전혀 회전하지 않도록 설계하는 것도 가능함을 알 수 있다. 실제로 링의 회전은 편심력을 발생시켜 외측유막으로부터 내측유막으로의 윤활제의 유동을 저해하므로(3), 외측유막으로부터 내측유막으로 윤활제를 공급하는 방식을 채택하는 경우 부하능력을 크게 저하시키지 않는 범위내에서 되도록 링의 회전속력을 작게하는 것이 바람직하다.

Fig.4는 β 및 γ 의 변화에 따른 friction factor 와 기준 Sommerfeld 수의 관계를 나타낸 것인데, γ 가 작아짐에 따라 내측유막의 편심율이 증가하

는 경향으로 인해 friction factor 는 감소하고 있음을 알 수 있다. 여기서도 $\beta=0.5$ 및 $\gamma=-2.0$ 인 경우에는 기준 Sommerfeld 수가 0.5보다 큰 영역에서 friction factor 의 급격한 변화를 나타내고 있다.

Fig.5는 $\gamma=-1.0$ 인 경우에 대하여 β 의 변화에 따른 저어널 및 링중심의 전체간극 내에서의 정적상태 궤적을 보여주고 있는데, 베어링중심으로부터의 저어널 및 링중심의 변위를 내측유막의 간극으로 무차원화하여 나타낸 것이다. 링의 자세각은 항상 음이 되고, 저어널중심의 위치는 β 의 영향을 많이 받고 있다.

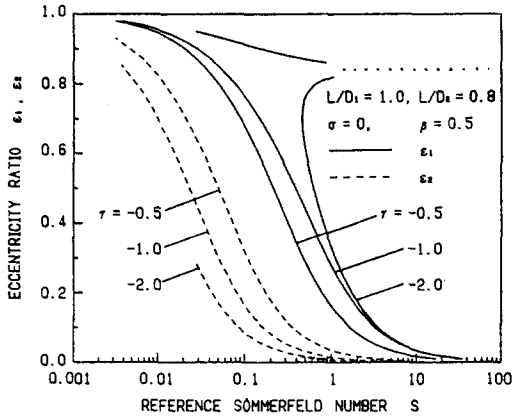
이상에서 프로팅링저어널베어링이 등속역회전시 부하능력을 갖는 이유는 링에 의해 유막을 둘로 분리시킴으로써 각각의 유막에서는 등속역회전하지 않는 두 개의 저어널-베어링계로 변화되기 때문임을 알 수 있다.

4. 결론

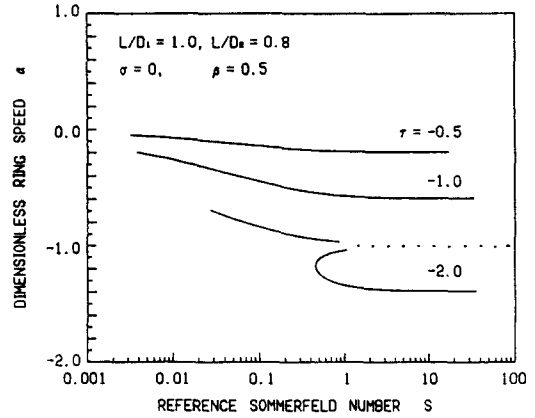
역회전 프로팅링저어널베어링의 정특성을 등온 유한장베어링이론으로 해석하였다. 등속역회전하는 경우에도 프로팅링저어널베어링은 상당한 부하능력을 가지며, 간극비등을 조정하여 잘 설계된 프로팅링저어널베어링은 역회전 저어널-베어링 계를 충분히 지지할 수 있음을 이론적으로 확인하였다. 따라서, 프로팅링저어널베어링은 역회전 저어널-베어링 계에 있어 구름베어링을 대체할 가능성을 지니고 있다고 할 수 있다.

참고문헌

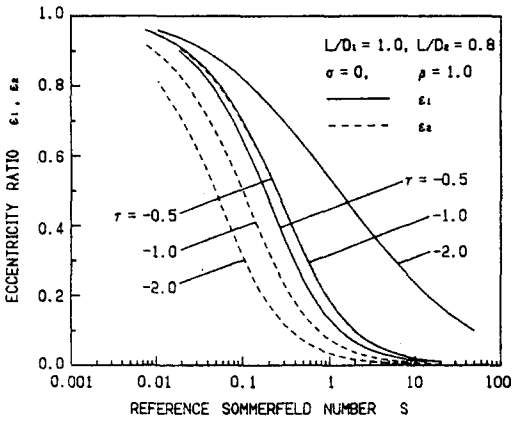
1. Vance, J. M., Rotordynamics of Turbomachinery, John Wiley & Sons, Inc., 1988, pp. 45 - 47.
2. Pinkus, O., "Counterrotating Journal Bearings," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 84, 1962, pp. 110 - 115.
3. 鶴田魁, 津田公一, "浮動プッシュ軸受の高速域ふれまわり抑制効果に関する研究," 潤滑, 30, 11, 1985, pp. 838 - 845.



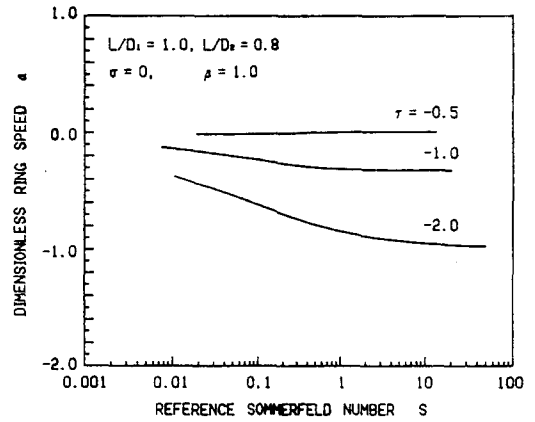
(a) $\beta=0.5$



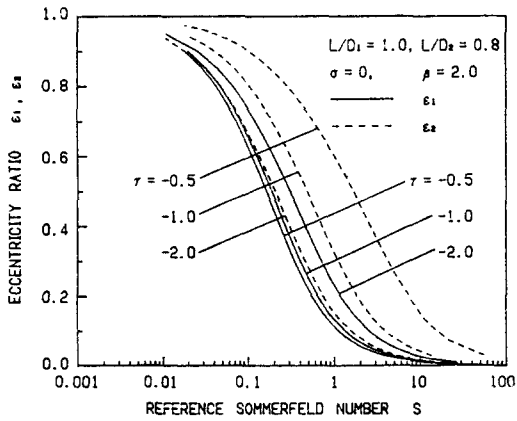
(a) $\beta=0.5$



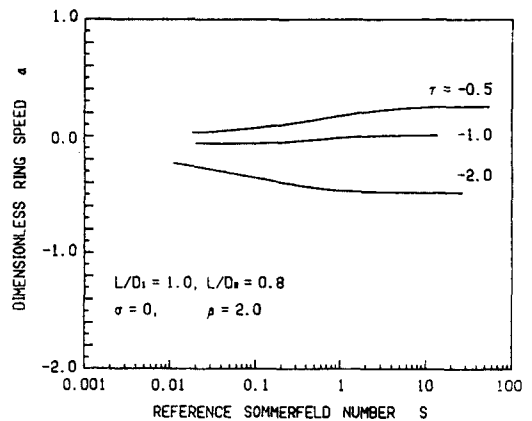
(b) $\beta=1.0$



(b) $\beta=1.0$



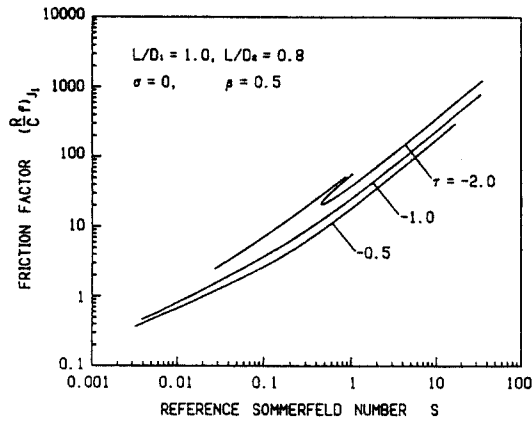
(c) $\beta=2.0$



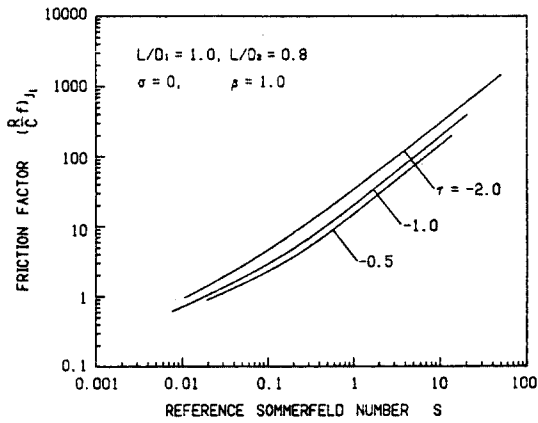
(c) $\beta=2.0$

Fig.2 Eccentricity ratio versus reference Sommerfeld number

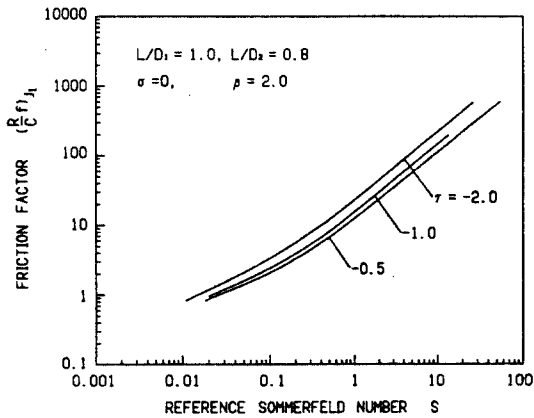
Fig.3 Dimensionless ring speed versus reference Sommerfeld number



(a) $\beta=0.5$

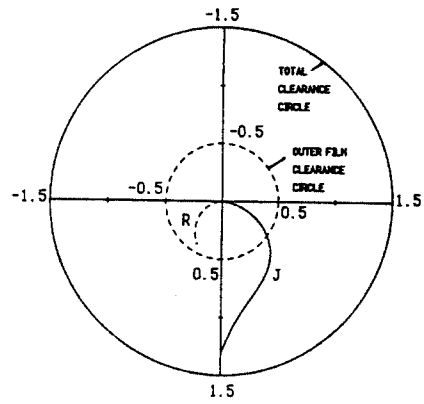


(b) $\beta=1.0$

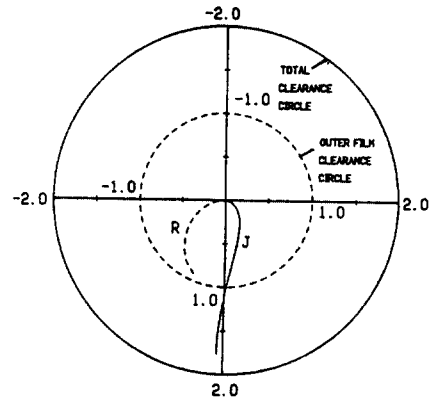


(c) $\beta=2.0$

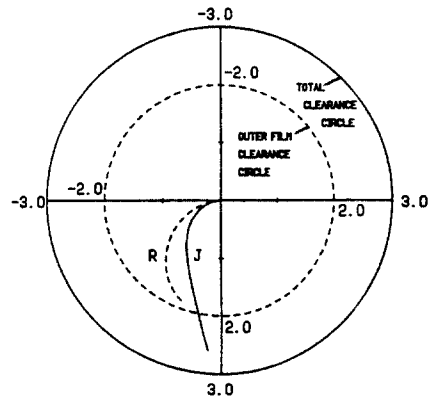
Fig.4 Friction factor versus reference Sommerfeld number



(a) $\beta=0.5$



(b) $\beta=1.0$



(c) $\beta=2.0$

Fig.5 Loci of journal and ring centers, $L/D_1=1.0$, $L/D_2=0.8$, $\sigma=0$ and $\gamma=-1.0$, J: journal, R: ring (nondimensionalized by C_1)