

짝(Pair) 형태의 경사 공급구를 갖는 하이브리드 저널 베어링의 로터 동특성에 관한 수치해석

김창호 · 이용복

한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

A Numerical Analysis on the Rotordynamic Characteristics of a Hybrid Journal Bearing with Pair-Type Angled Injection Orifices

Chang-Ho Kim and Yong-Bok Lee

Tribology Research Center, KIST

Abstract—The stability of a rotor-bearing system supported by swirl-controlled hybrid journal bearing with pair-type angled injection orifices is investigated for improvement of the whirl frequency ratio by allowing effective control of the tangential flow inside the bearing clearance, i.e., by achieving more freedom in controlling strength and direction of the supply tangential flow inside the bearing clearance. It is suggested that the system instability can be improved through the change of bearing dynamic characteristic parameters with the swirl control. The orifice diameter d_o and recess injection angle α along with combinations of swirl/anti-swirl supply pressures and directions (3.0~3.0 MPa, 4.0~2.0 MPa, 2.0~4.0 MPa) are selected for design parameters for swirl-controlled effective factors dependent on journal speeds (3000, 9000, 15000, 21000 rpm). It has been found that the orifice diameter d_o shows strong effects on effective maneuverability of direct-stiffness and direct damping values, while recess injection angle α results in substantial effects on the magnitude and direction of cross-stiffness. Specifically, recess injection parameters which are functions of angle of orifice feeding flow and recess dimensions showed very feasible effect on the stability control of swirl-controlled rotor-bearing system.

Key words—hybrid journal bearing, pair-type angled injection orifices.

1. 서 론

구름 베어링에 비하여 상대적으로 높은 DN (diameter x rotating speed)값과 저속에서의 고압에 의한 하중 지지 능력을 발휘 할 수 있는 하이브리드 저널 베어링은 고속 터빈이나 압축기 로터의 지지 베어링으로 많이 사용되어지고 있다. 그러나 베어링 내의 유체는 축이 고속 회전함에 따라 유체와 고체 사이의 상호 작용이 원인이 되어 진동이 발생하는데 축이 한 계속도(threshold speed)에 도달하면 유체의 휘돌림

(whirling) 속도의 증가로 로터는 자력진동(self-acting vibration)하여 시스템 전체에 진동을 야기시킨다. 이러한 불안정성(instability)에 대한 해결 방안 중 Tondl [1]은 가스 베어링으로 지지되는 로터의 회전 방향에 반대 방향으로 가스를 주입시키면 이러한 불안정성을 유발하는 요소를 줄일 수 있음을 처음으로 제안하였다. 그 후 San Andres[2-3] 등은 경사 입사하는 고속베어링의 동특성을 해석 및 실험을 통해 베어링 시스템의 불안정성 향상에 많은 공헌을 하였다. Kim, Lee 그리고 Choi[4-5] 등은 기존의 역 스윙 제어를 통한 연

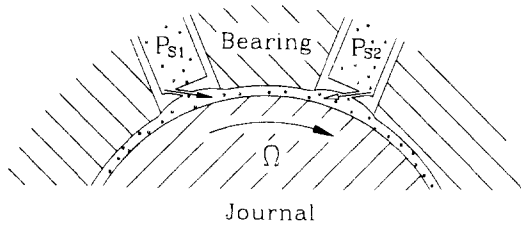


Fig. 1. Conceptual description of a swirl-controlled hybrid journal bearing.

구가 로터의 순방향 휘돌림(forward whirl) 만의 가정 하에 수행되었는데 역방향 휘돌림(backward whirl) 발생시 오히려 시스템의 안정성에 악 영향을 미침을 고려하여 Fig. 1과 같이 스윙 및 역 스윙의 짝 형태의 포켓 경사 공급구를 갖는 하이브리드 베어링을 연구하였다. 그러한 짝 형태의 경사 공급구를 갖는 베어링은 축의 임계속도에서의 로터 불균형력에 의해 발생하는 동조 진동을 고압의 공급 압력으로 제진하고, 또한 베어링 틈새내의 접선 유속 성분의 스윙 제어를 통하여 안정성 향상을 도모하고자 하였다. 이러한 베어링의 해석을 위한 수학적 모델은 축의 고속 회전에 의한 동압 효과로 발생하는 램 압력 효과(ram pressure effect) 및 윤활 유체의 관성 효과를 고려한 해석, 그리고 공급구의 입사각 및 입사 압력의 세기에 따른 운동량 변화가 포켓 내부 압력 구배에 미치는 영향을 연구하였다[6]. 그러나, 그러한 스윙 제어를 통한 베어링의 안정성 개선의 효과는 베어링의 운전 조건에 따라 적절한 스윙 속도의 제어가 필요하다.

따라서 본 논문에서는 공급 압력의 변화 시 축의 운전 속도에 따른 병렬 강성, 직렬강성, 직렬 감쇠의 효과를 고찰하고 베어링의 안정성에 대한 정량적 지표인 휘돌림 주파수율을 살펴보았다. 또한 입사각의 효과가 베어링 틈새 내의 접선 유동에 미치는 효과를 연구하였고, 포켓 깊이에 따른 운동량 변화에 기인한 압력 구배의 영향을 고찰하여 스윙 제어를 통한 베어링의 동특성 향상 방안에 대한 기본 자료로 활용하고자 하였다.

2. 윤활 이론 해석

2-1. 스윙 제어 하이브리드 저널 베어링의 모델

하이브리드 저널 베어링의 틈새에 대한 반경의 비는 보통 0.001 차수의 값이며, 그 틈새는 베어링의 길

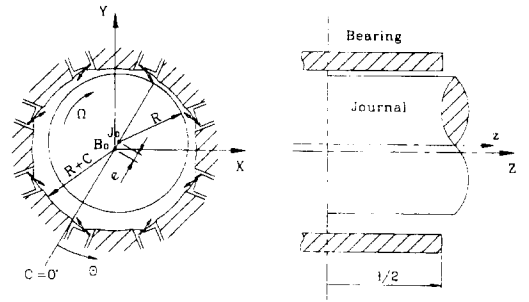


Fig. 2. Geometry of a swirl-controlled hybrid journal bearing.

이나 곡률 반경에 비하여 상당히 작다. Fig. 2와 같은 8개의 포켓을 갖는 스윙 제어형 하이브리드 저널 베어링의 기하학적 형상은 일반 하이브리드 저널 베어링과는 달리 스윙과 역 스윙의 방향성 유로 및 공급 압력의 세기에 대한 접선류의 제어성을 높이기 위하여 짝(pair) 형태의 포켓을 지니고 있으며 윤활유의 입사 각도도 베어링의 원주 방향과 임의의 각도를 이루도록 고안되어 베어링 틈새 내의 접선류의 조절을 용이하게 하였다.

이러한 스윙 제어 하이브리드 저널 베어링의 지배 방정식은 전체 Navier-Stokes식과 연속 방정식으로부터 다음 식과 같이 난류 영역에서의 수정된 레이놀즈 식을 무차원화하면 다음과 같이 표현되어진다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{k_x} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{H^3}{k_z} \frac{\partial P}{\partial \zeta} \right) = \frac{\Lambda}{2} \frac{\partial H}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (1)$$

여기서

$$H = \frac{h}{C} = (1 + \epsilon \cos \theta)$$

$$\zeta = \frac{z}{R}$$

$$P = \frac{p}{p_a}$$

$$U = R \Omega$$

$$\tau = \omega t$$

$$\theta = \frac{x}{R}$$

또한 베어링의 중요한 무차원 정수로는 베어링 정수와 스퀴즈 정수가 사용되는데 그 정의는 아래 식과

같다.

베어링 정수(bearing number):

$$\Lambda = \frac{\mu}{p_a} \frac{R^2}{C^2} \Omega \quad (2)$$

스퀴즈 정수(squeeze number):

$$\sigma = \frac{\mu}{p_a} \frac{R^2}{C^2} \omega \quad (3)$$

2-2. 포켓부 지배 방정식의 유도

경사 공급구를 갖는 스웰 제어 하이브리드 베어링의 유동 해석은 포켓에서의 모델이 매우 중요하다. Fig. 3은 스텝 형상의 포켓을 갖는 고속 하이브리드 저널 베어링의 포켓 부위에서의 압력 분포를 가정한 개략도로 축의 고속 회전에 기인한 동압 효과가 포켓 선단 쪽의 압력 상승 효과를 발생시키는 데 모델에 있어 기본 수식의 적용은 포켓과 램드부에서 1차원 유동에 의한 역류(reverse flow)가 없다고 가정하였다. 또한 유량의 연속 방정식을 통하여 식 (4)와 같이 램(ram) 압력 효과를 유도하였으며, 또한 좁은 램드부의 입구 선단으로 다시 나가는 과정에서의 에너지 변환에 따른 관성 효과를 유동의 속도와 압력의 관계 식인 베르누이식을 이용하여 식 (5)로 표현하였다[6-7].

$$P_c^- = P_r - \mu k_r \frac{\eta^2}{C^2} \left[\bar{U} \eta - \frac{R\Omega}{2} \right] \cdot \frac{b}{2} \quad \left(\eta = \frac{h}{h_r + h} \right) \quad (4)$$

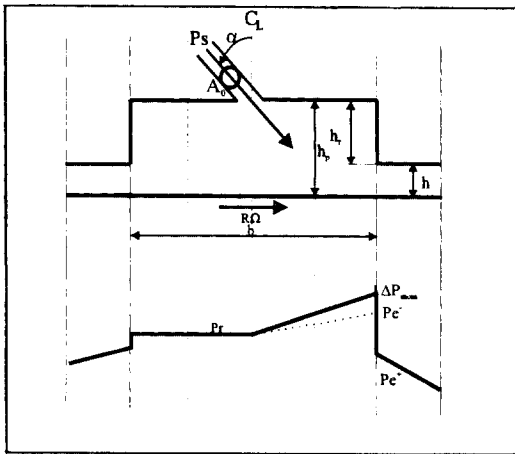


Fig. 3. Model of pressure distribution at hybrid journal bearing pocket.

$$P_c^+ = P_c - \left(\frac{\rho}{2} \right) \left(1 + \frac{1.95}{Re_h^{0.43}} \right) (1 + \xi)(1 - \eta)^2 \bar{U}^2 \bar{U} \cdot n > 0 \quad (5)$$

식 (4)의 P_c 은 램 효과에 의해 발생하는 압력을, P_c^+ 은 유체의 관성 효과에 의해 발생하는 압력강하를 나타내며, k_r 은 포켓에서의 난류 전단계수, C 는 베어링의 반경 틈새, \bar{U} 는 유속의 평균 속도를, 그리고 ξ 는 원주 방향의 에너지 손실 계수를 각각 나타낸다.

포켓 내부의 오리피스스를 통하여 주입되는 윤활유는 주입되는 각도에 따라 원주 방향의 운동량의 변화를 유발시킨다. Fig. 3에서와 같이 α 의 각도로 윤활 유체가 주입되는 해석 모델에 있어 검사 체적 내의 정상 상태 운동량의 변화는 아래식으로 표현된다.

$$\sum \vec{F} = \int_{CS} \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA = \sum (\dot{m} v)_{out} - \sum (\dot{m} v)_{in} \quad (6)$$

실제 해석에 있어 식 (6)은 다시 다음 식과 같이 표현이 가능하다.

$$\Delta P_{mon} \text{ (change of momentum)} = \frac{(\rho A_o V_o) \cdot V_o \sin \alpha}{h_r \cdot l} = \frac{2A_o}{h_r \cdot l} \cdot (P_s - P_r) \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

여기서 A_o 는 오리피스스의 단면적, V_o 는 오리피스스를 통과하는 유체의 유속을 나타낸다. 또한 포켓의 해석에 있어 베어링의 오리피스스를 통하여 들어오는 유량은 포켓 주위로 흘러나가는 유량의 합과 동일하다고 가정하였으며, 그 경우의 유량식은 다음과 같이 표현할 수 있다[8-9].

$$C_d A_o \sqrt{\frac{2(p_s - p_r)}{\rho}} = q_r + \frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \beta \frac{\partial p_r}{\partial t} \quad (8)$$

여기서 β 는 유체의 압축성을 나타내며 아래와 같이 표현이 가능하다.

$$\beta = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial P}, \quad \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial t} (\rho V_r) = \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial t} V_r \quad (9)$$

식 (8)을 무차원화하여 정리하면, 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta (P_s - P_r)^{\frac{1}{2}} = Q_r + \phi \frac{\partial H}{\partial \tau} + \gamma \phi \frac{\partial P_r}{\partial \tau} \quad (10)$$

여기서 δ 는 무차원화한 오리피스 파라미터를 나타내며, 베어링의 설계시 중요한 설계 변수로 사용되어

진다. 또한 φ 는 무차원화된 포켓의 주파수 파라미터이며, γ 는 무차원 포켓 체적 \bar{V} 의 함수인 무차원화된 포켓 체적의 압축성 계수로 이들은 다음과 같이 표현된다.

$$\delta = C_d A_0 \sqrt{\frac{2p_a}{\rho}} \frac{\mu}{C^3 p_a} \quad (11)$$

$$\varphi = \frac{\sigma_A}{R^2} \quad (12)$$

$$\gamma = \bar{V} \beta p_a \quad (13)$$

2-3. 하이브리드 저널 베어링의 경계 조건

일반적으로 저널 베어링의 경계 조건은 다음과 같이 표현할 수 있다. 먼저 베어링의 양단에서의 무차원 압력은 대기압 상태의 압력으로 가정하여 식 (14)로 표현되며 또한 원주 방향 압력의 주기성을 이용하여 식 (15)로 표현된다.

$$P(\zeta, \theta) = 1, \quad (\zeta = 0, \text{ or } \zeta = L/R) \quad (14)$$

$$P(\zeta, \theta) = P(\zeta, \theta + 2\pi) \quad (15)$$

2-4. 지배 방정식의 섭동화

베어링 랜드부의 무차원화된 식 (1)은 정특성 및 동특성 해석을 위하여 정하중 평형점에 대한 섭동법 (perturbation method)을 적용하는데 각각의 변수들에 대한 섭동값들의 표현은 아래 식들과 같다.

$$P = P_0 + P_1 \Delta x + P_2 \Delta y \quad (16)$$

$$H = H_0 + H_1 \Delta x + H_2 \Delta y \quad (17)$$

$$H_0 = 1 + \varepsilon_{x0} \cos \theta + \varepsilon_{y0} \sin \theta \quad (18)$$

$$H_1 = -\cos \theta \quad (19)$$

$$H_2 = -\sin \theta \quad (20)$$

$$Q = Q_0 + Q_1 \Delta x + Q_2 \Delta y \quad (21)$$

$$k_x = k_{x0} + k_{x1} \Delta x + k_{x2} \Delta y \quad (22)$$

$$k_z = k_{z0} + k_{z1} \Delta x + k_{z2} \Delta y \quad (23)$$

윗식들에서 하첨자 "0"는 베어링이 평형상태에 있을 경우, 즉 축과 베어링에 작용하는 힘이 평형상태에 있는 경우이며, 하첨자 "1", "2"는 각각 x, y방향의 섭동

을 나타낸다. 식 (1), 식 (20)의 H_1, H_2 는 섭동시 무차원 유막의 크기를 나타내며, 각각의 섭동변수를 식 (1)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

0차 무차원식

랜드부

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{1}{k_{x0}} H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{1}{k_{z0}} H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \zeta} \right) = \frac{\Lambda}{2} \frac{\partial H_0}{\partial \theta} \quad (24)$$

1차 무차원식

랜드부

$$\begin{aligned} \Delta x: \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{1}{k_{x0}} H_0^3 \frac{\partial P_1}{\partial \theta} + \frac{1}{k_{z0}} 3H_0^2 H_1 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} - \frac{k_{x1}}{k_{x0}^2} H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[\frac{1}{k_{z0}} H_0^3 \frac{\partial P_1}{\partial \zeta} + \frac{1}{k_{z0}} 3H_0^2 H_1 \frac{\partial P_0}{\partial \zeta} - \frac{k_{z1}}{k_{z0}^2} H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \zeta} \right] \\ = \frac{\Lambda}{2} \frac{\partial H_1}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial H_1}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \Delta y: \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{1}{k_{x0}} H_0^3 \frac{\partial P_2}{\partial \theta} + \frac{1}{k_{z0}} 3H_0^2 H_2 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} - \frac{k_{x2}}{k_{x0}^2} H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta} \right] \\ \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[\frac{1}{k_{z0}} H_0^3 \frac{\partial P_2}{\partial \zeta} + \frac{1}{k_{z0}} 3H_0^2 H_2 \frac{\partial P_0}{\partial \zeta} - \frac{k_{z2}}{k_{z0}^2} H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \zeta} \right] \\ = \frac{\Lambda}{2} \frac{\partial H_2}{\partial \theta} + \sigma \frac{\partial H_2}{\partial \tau} \end{aligned} \quad (26)$$

무차원화된 포켓에서의 유량 평형 방정식 (10)은 포켓의 섭동 압력과 섭동 유량의 항들로 섭동화가 가능한데 포켓의 섭동 압력과 섭동 유량은 다음 식으로 표현된다.

$$P_r = P_{r0} + P_{r1} \Delta x + P_{r2} \Delta y \quad (27)$$

$$Q_r = Q_{r0} + Q_{r1} \Delta x + Q_{r2} \Delta y \quad (28)$$

식 (27)의 포켓의 섭동 압력항을 식 (10)의 좌측 $\sqrt{P_S - P_r}$ 항에 대입하였을 때 Taylor 급수전개에 의하여 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} f(\Delta x, \Delta y) \cong \\ \sqrt{P_S - P_{r0}} - \frac{P_{r1}}{2\sqrt{P_S - P_{r0}}} \Delta x - \frac{P_{r2}}{2\sqrt{P_S - P_{r0}}} \Delta y \end{aligned} \quad (29)$$

이제 식 (29)와 식 (28)을 식 (10)에 대입하여 정리하면, 다음 식들과 같이 표현이 가능하다.

0차 무차원식

$$\delta\sqrt{P_S - P_{r0}} = Q_{r0} \quad (30)$$

1차 무차원식

$$\Delta x: -\delta \frac{P_{r1}}{2\sqrt{P_S - P_{r0}}} = Q_{r1} + \phi H_{r1i} + \gamma \phi P_{r1i} \quad (31)$$

$$\Delta y: -\delta \frac{P_{r2}}{2\sqrt{P_S - P_{r0}}} = Q_{r2} + \phi H_{r2i} + \gamma \phi P_{r2i} \quad (32)$$

또한 포켓에서의 램 압력 효과와 포켓 입구 선단에 서의 관성의 영향에 의한 압력 구배식의 섭동식은 다음과 같이 표현된다.

0차 무차원식

$$P_{e0}^- = P_{r0} - \alpha_r \left[u_0 \eta - \frac{A}{2} \right] \quad (33)$$

$$P_{e0}^+ = P_{r0} - \alpha_r \left[u_0 \eta - \frac{A}{2} \right] - \frac{1}{2} \bar{\alpha} u_0^2 \quad (34)$$

$$\alpha_r = k_r \left(\frac{b}{2R} \right) \eta^2 \quad (35)$$

$$\bar{\alpha} = \text{Re}_p^* \left(1 + \frac{1.95}{\text{Re}_p^{0.43}} \right) (1 + \zeta)(1 - \eta^2) \quad (36)$$

1차 무차원식

$$\Delta x: P_{e1}^- = P_{r1} - \alpha_r u_1 \eta \quad (37)$$

$$P_{e1}^+ = P_{r1} - \alpha_r u_1 \eta - \bar{\alpha} u_1 u_1 \quad (38)$$

$$\text{Re}_p^* = \frac{\rho C^3 p_a}{\mu^2 R} \cdot \frac{C}{R} = \text{Re}_p \cdot \frac{C}{R} \quad (39)$$

$$\Delta y: P_{e2}^- = P_{r2} - \alpha_r u_2 \eta \quad (40)$$

$$P_{e2}^+ = P_{r2} - \alpha_r u_2 \eta - \bar{\alpha} u_2 u_2 \quad (41)$$

2-5. 경계 조건식의 유도

위의 수치해를 해석하기 위한 베어링의 경계 조건은 다음과 같이 표현할 수 있다.

1) 베어링의 양단에서의 무차원 압력

$$P_0(\zeta, \theta) = 1, \quad (\zeta = 0 \text{ or } \zeta = L/R) \quad (42)$$

$$P_{\alpha}(\zeta, \theta) = 0, \quad (\zeta = 0 \text{ or } \zeta = L/R) \quad (43)$$

2) 원주 방향 압력의 주기성

$$P_0(\zeta, \theta) = P_0(\zeta, \theta + 2\pi) \quad (44)$$

$$P_{\alpha}(\zeta, \theta) = P_{\alpha}(\zeta, \theta + 2\pi) \quad (45)$$

2-6. 하이브리드 저널 베어링의 유막력 및 동특성 계수

유한 차분법으로 구한 무차원 압력을 면적에 대하여 적분하여 유막력을 구하면 다음 식과 같은 무차원 유막력이 된다.

$$\bar{F}_{0x} = \frac{F_x}{p_a R^2} = \int_0^{\frac{L}{R}} \int_0^{2\pi} P_0 \cos \theta d\theta d\zeta \quad (46)$$

$$\bar{F}_{0y} = \frac{F_y}{p_a R^2} = \int_0^{\frac{L}{R}} \int_0^{2\pi} P_0 \sin \theta d\theta d\zeta \quad (47)$$

또한 베어링의 평형 상태에서의 자세각(attitude angle)은 아래 식과 같이 표시된다.

$$\psi = \tan^{-1} \left(\frac{\bar{F}_{0y}}{\bar{F}_{0x}} \right) \quad (48)$$

베어링의 동특성을 관찰하기 위하여는 섭동된 압력을 적분하여 유막력을 구하고, 이를 베어링의 운동 방정식이 성립하도록 최소 자승법을 적용하여 동특성 계수 행렬을 구한다.

$$K_{\alpha\beta} - \omega^2 M_{\alpha\beta} + i\omega C_{\alpha\beta} = \frac{p_a R^2}{C} \int_0^{\frac{L}{R}} \int_0^{2\pi} P_{\beta} H_{\alpha} d\theta d\zeta \quad (\alpha, \beta = 1, 2) \quad (49)$$

식 (49)에서 $K_{\alpha\beta}$ 는 강성 계수를 $C_{\alpha\beta}$ 는 감쇠 계수 그리고 $M_{\alpha\beta}$ 는 유체의 관성에 의한 질량 계수를 나타내는 2차원 정방 행렬을 나타낸다. 동특성 계수 행렬의 대각항(diagonal terms)들은 직렬(direct) 계수를 나타내며, 나머지 비 대각항(off-diagonal terms)들의 행렬 계수들은 병렬(cross-coupled) 계수를 의미한다. 축이 고속으로 회전 함에 따라 축과 베어링 틈새의 접선 유동 속도가 증가하고 따라서 베어링 시스템의 동특성 계수가 불안정성이 증대되는 방향으로 변화한다. 특히 고속 하이브리드 베어링의 경우, 불안정성을 나타내는 정량적 지표로써 휘돌림 주파수율을 사용하는 데 이는 다음 식과 같이 정의되어진다[10].

$$f^2 = \frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_y) - K_{xy} K_{yx}}{(C_{xx} C_{yy} - C_{yx} C_{xy}) \Omega^2} \quad (50)$$

여기서

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - C_{yx}K_{xy} - C_{xy}K_{yx}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (51)$$

3. 수치 해석

이차원 타원 미분 방정식(elliptic equation)인 식 (1)의 미분방정식의 해법은 유한 차분법을 근간으로한 SOR(successive over-relaxation)법을 적용하였고, 랜드부의 유막 압력의 수렴성은 아래 식과 같다.

$$\left| 1 - \frac{P_{i,j,\tau}^{(k-1)}}{P_{i,j,\tau}^{(k)}} \right| < 10^{-7}$$

단 $P_{i,j,\tau}^{(k)} \neq 0$ (52)

4. 해석 결과 및 고찰

포켓 내의 공급유의 세기, 공급량, 포켓의 깊이, 그리고 공급의 입사 각도에 따른 내부압의 영향 및 베어링의 정·동특성 변화를 고찰하기 위하여 Table 1과 같은 짝 형태의 8개의 포켓을 갖는 하이브리드 베어링에 대하여 수치 해석을 수행하였다.

Fig. 4는 공급 압력 조건에 따른 베어링 틈새 내의 내부 압력의 분포를 도식화한 것이다. 짝 형태의 오리

Table 1. Description of 8 recess swirl-controlled hybrid journal bearing studied experimentally by Kim, Lee and Choi (1996). Bearing geometry and operating conditions [4]

Geometry:	
Diameter=50 mm	Length=50 mm
Recess length and width	9.65 mm, 11 mm
Clearance C=	0.1 mm
Recess depth Hr=	1 mm, 5 mm, 10 mm
Orifice diameter d_0 =	1.0 mm, 1.5 mm, 2.0 mm
Fluid: Fluid Temp. at 40°C	
Viscosity:	0.0005 Pa·s
Density:	986 kg/m ³
Pressure supply:	2.0~4.0 MPa
Rotor speed:	3000,9000,15000,21000 rpm
Dimensionless parameters:	
Rotation Reynolds number,	1548~ 10841
$L/D=1$, $l/L=.193$	$\frac{Nb}{\Pi D}=.56$, $C/R=0.004$

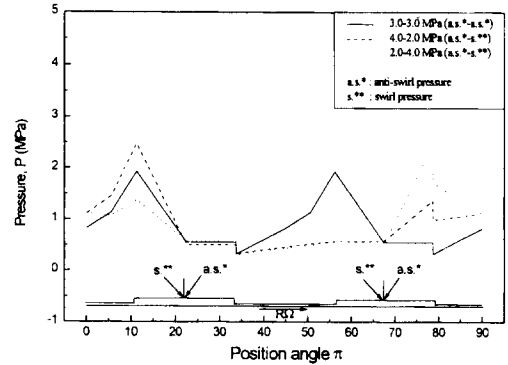


Fig. 4. Pressure distribution change due to supply pressure conditions (3000 rpm, $\epsilon=0$, $\alpha=60^\circ$).

피스 공급구의 입사각 α 는 60° 이며, 공급 압력을 각각 1) 역스월 :역스월 3.0~3.0 MPa, 2) 역스월 :스월 4.0~2.0 MPa, 3) 역스월 :스월 2.0~4.0 MPa의 3가지 공급 압력 조건을 설정하였다.

실선의 경우는 모든 포켓에 역스월 방향의 공급 압력을 가한 경우로 축의 회전과 반대 방향으로 운할 공급의 효과로 운동량 변화에 따른 압력 구배의 효과가 양 포켓의 좌측에 나타남을 알 수 있고, 축의 회전에 따른 전단 효과인 램 압력 효과와 유체의 관성 효과는 축이 저속의 회전으로 매우 작은 효과를 보이고 있다. 또한 역스월 :스월 4.0~2.0 MPa의 경우와 역스월 :스월 2.0~4.0 MPa의 조건일 경우의 내부 압력 분포는 주로 공급 압력의 운동량 변화에 따른 압력 구배의 효과가 지배적임을 알 수 있다. 따라서 저속의 회전속도를 갖는 베어링의 경우 경사공급구의 압력에 따라 베어링 내부의 압력 분포는 매우 그 반응성이 좋을 수 있는데 이는 스월 및 역 스월 공급 압력에 따른 양호한 제어 효과를 나타낼 수 있음을 시사한다.

Fig. 5는 편심이 없는, 즉 베어링의 중심부에서 축이 회전을 할 때 회전 속도에 따른 병렬강성의 값을 나타낸 것으로 짝 형태의 오리피스 공급구의 입사각 α 가 60° 이며, 공급구의 크기는 직경이 2.0 mm와 1.0 mm 두 가지 경우이다. 전체적으로는 축의 회전 속도가 증가함에 따라 전반적으로 병렬 강성의 값이 선형적으로 증가하게 되는데, 이는 축의 회전속도 증가에 따라 베어링 틈새 내의 유체와 고체사이의 전단 효과가 증대되어 병렬강성이 커짐을 보여주고 있다. 그러나 축의 회전속도가 3000 rpm과 9000 rpm 그리고 스월에 비하여 역스월의 공급압력이 큰 경우는 음(-)의 병렬강성 값을

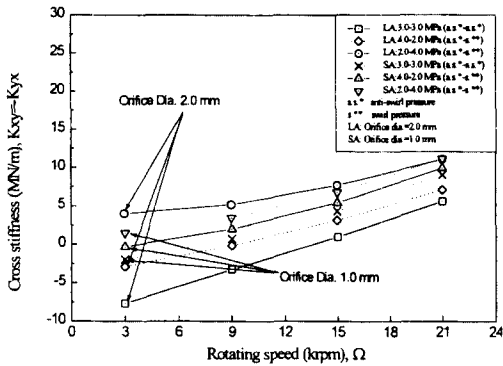


Fig. 5. Theoretical cross stiffness versus journal speed ($\epsilon=0, \alpha=60^\circ$).

나타내는 데, 이는 축의 회전에 의한 접선 유동으로 발생하는 병렬의 힘이 역 방향으로 작용하고 있음을 암시한다. 이러한 경향은 역 스월의 압력이 고압일 경우가 더욱 현저히 나타나고 오리피스 공급구의 직경이 큰 경우가 그 효과가 커짐을 알 수 있다.

Fig. 6은 축의 회전속도에 따른 직렬강성의 값을 나타낸 것으로 전반적으로 축의 회전수가 증가함에 따라 직렬강성의 값이 증가하는데, 이는 축의 회전 속도 증가에 따른 베어링 포켓의 내부압의 증가에 기인한 것이며, 그 증가 폭은 오리피스의 직경이 큰 경우가 더 컸고, 압력 공급 조건에 따라서는 오리피스의 직경이 큰 경우에 있어 미소하나마 전체 역스월의 공급 조건을 갖는 경우가 직렬강성이 큼을 알 수 있다. 따라서 직렬강성은 전체 공급 압력의 산술적 총합과 관계가 있으며 이는 직렬감쇠의 경우도 유사한 경향을 보였다[4].

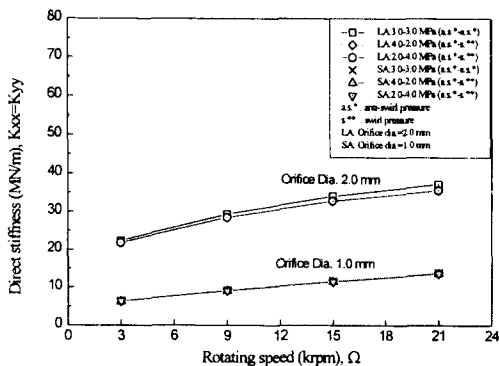


Fig. 6. Theoretical direct stiffness versus journal speed ($\epsilon=0, \alpha=60^\circ$).

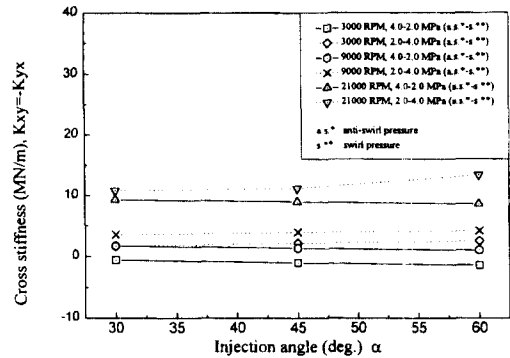


Fig. 7. Theoretical cross stiffness versus injection angle ($\epsilon=0$).

Fig. 7은 경사 입사 공급구의 입사각에 따른 병렬강성의 값을 나타낸 것이다. 실선은 공급 압력의 조건이 역스월 : 스월 4.0~2.0 MPa이며, 점선은 역스월 : 스월 2.0~4.0 MPa의 공급 압력 조건을 설정하였다.

실선의 경우 즉 역스월의 공급압력이 지배적인 경우 축의 회전 속도가 증가 함에 따라 병렬강성이 증가하였고 공급구의 경사각이 증가함에 따라 미소하나마 병렬강성 값이 감소함을 보였다. 이는 입사각에 따른 접선 성분의 크기에 따라 접선유의 선형 운동량의 변화가 포켓 내부 압력을 변화시켜 병렬강성의 값을 감소하는 방향으로 작용하고 있음을 나타내고 그에 반하여 스월의 압력이 지배적인 점선의 결과는 그와 반대의 경향을 보이고 있다. 공급구의 입사각이 베어링의 동특성에 미치는 영향은 단순히 입사각 만의 효과 뿐만 아니라 공급구의 가하학적 형태 및 가공성 그리고 포켓 내의 유동의 형태등이 고려되어야 하고, 특히 포켓 내의 역류에 대한 추후 연구가 필요하다.

Fig. 8은 축의 운동이 베어링의 중심부에서 회전을 할 때 축의 회전 속도에 따른 휘돌림 주파수 f 의 변화를 나타낸 것으로, 일반적인 하이브리드 베어링의 휘돌림 주파수의 값이 0.5 전후임을 감안 할 때 축의 회전 속도가 3000 rpm과 9000 rpm의 저속 영역에서는 공급 압력의 조건이 역스월 : 스월 4.0~2.0 MPa 일 경우 병렬 강성 값은 휘돌림 주파수의 값을 음(-)의 값으로 만들며 대부분의 모드인 순방향(forward) 모드의 안정성을 증대시키고 있음을 알 수 있다. 이러한 경향은 특히 오리피스 공급구의 크기가 큰 2.0 mm의 경우가 현저히 나타나고 있는데 이는 고속에 비하여 저속의 경우가 스월의 제어 효과가 상대적으로

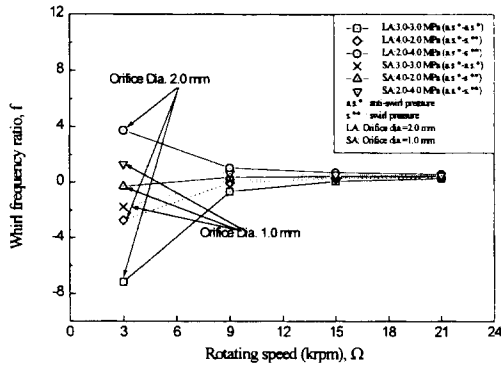


Fig. 8. Theoretical cross stiffness versus injection angle ($\epsilon=0$).

로 크음을 암시한다.

Fig. 9는 경사 입사 공급구의 입사각에 따른 휘돌림 주파수율의 변화값을 나타낸 것이다. 실선의 경우, 즉 역스윙의 공급 압력이 지배적인 경우 축의 회전 속도가 증가함에 따라 휘돌림 주파수율이 증가하였고, 특히 저속 회전인 3000 rpm의 경우 공급구의 경사각이 증가함에 따라 휘돌림 주파수율의 변화폭이 매우 컸다. 이는 저속의 경우는 공급 압력에 따라 유동의 제어 효과가 있음을 시사하나 축의 회전 속도가 증가함에 따라 램효과에 따른 역스윙에 의한 역 압력 구배의 효과가 상대적으로 작아 역스윙에 의한 효과가 거의 나타나지 않음을 알 수 있다. 따라서 이러한 경우 역스윙의 공급 압력을 증가시킴으로써 휘돌림 주파수율의 변화를 기대할 수 있다. 그에 반하여 스윙의 압력이 지배적인 점선의 결과는 Fig. 7의 결과와 유사하게 반대의 경향을 보이고 있다.

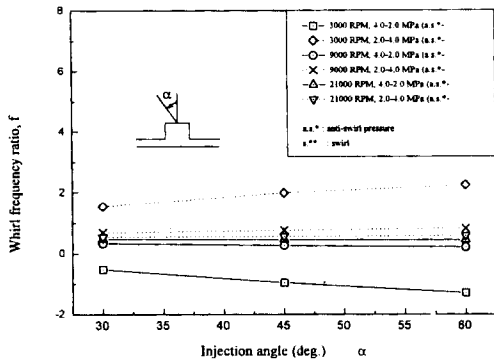


Fig. 9. Theoretical whirl frequency ratio versus injection angle ($\epsilon=0$).

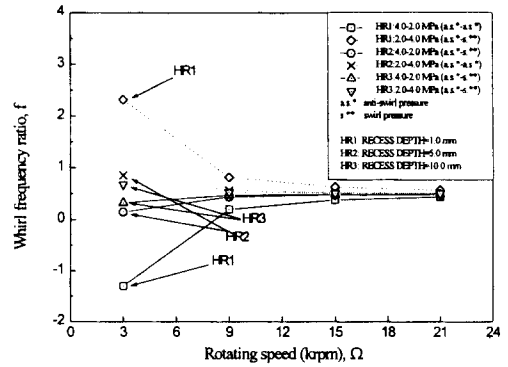


Fig. 10. Theoretical whirl frequency ratio versus journal speed ($\epsilon=0$, $\alpha=60^\circ$).

Fig. 10은 축의 운동이 편심이 없는, 즉 베어링의 중심부에서 회전을 할 때 축의 회전 속도에 따른 휘돌림 주파수율의 변화를 포켓의 깊이에 따라 나타낸 것이다. 포켓의 깊이가 증가함에 따라 휘돌림 주파수율의 변화 폭이 감소함을 알 수 있는데, 이는 포켓의 깊이가 감소함에 따라 상대적으로 높은 압력구배를 보임으로써 변화폭이 크고 그러한 경향은 축의 회전속도가 저속인 경우가 가장 뚜렷한 차이를 보였고 회전속도가 증가함에 따라 그러한 경향이 감소함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 짝 형태의 경사오리피스 공급구를 갖는 하이브리드 저널 베어링의 윤활 해석을 통하여 베어링의 동특성을 연구하였다. 또한 공급구의 압력의 세기와 방향을 조절함으로써 베어링 틈새 내의 점선유 제어에 따른 내부 압력의 분포를 조절하고 베어링 반력으로부터의 동특성을 개선할 수 있는 동특성 인자를 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

먼저 점선유의 유동 제어 효과를 높이기 위하여 적절한 공급압력과 유량이 필요한데 이는 운전하려는 시스템의 회전 속도나 원주 방향 레이놀즈수에 따라 정하여야 한다. 또한 공급구를 통한 입사각의 효과는 저속의 경우 현저히 나타났으며, 이는 유동의 스윙 효과에 비하여 입사각 따른 운동량의 변화가 유발하는 압력구배의 영향이 상대적으로 커 그 효과가 크음을 알 수 있다. 포켓의 깊이에 따른 휘돌림 주파수율의 변화는 작은 깊이를 갖는 경우가 그 변화 폭이 커 압력 제어에 따른 특성은 작은 깊이의 포켓이 유리함을 알 수

있었다.

기호설명

- A_0 : 오리피스 유효 단면적[m²]
- b : 베어링 포켓의 폭[m]
- C : 반경 방향 베어링 틈새[m]
- C_d : 오리피스 저항 계수
- $[C_{ij}]$: 베어링 감쇠 계수[N·s/m]
- D : 베어링의 직경(2R) [m]
- e : 편심 거리($e=\epsilon C$) [m]
- $\bar{F}_{0,x}, \bar{F}_{0,y}$: 무차원 베어링의 반력
- f : 휘돌림 주파수
- h : 베어링의 유막 두께[m]
- H : 무차원 베어링의 유막 두께
- k_v, k_z : 난류 전단 계수
- $[K_{ij}]$: 베어링의 강성 계수[N/m]
- l : 베어링 포켓의 길이[m]
- $[M_{ij}]$: 베어링의 관성 질량[kg]
- p, P : 베어링의 압력, 무차원 베어링의 압력

$$\left(P = \frac{p}{pa} \right)$$
- p_s : 베어링의 공급 압력[Pa]
- ΔP_{mom} : 무차원 운동량 변화에 기인한 압력 구배
- Q_r : 무차원 포켓의 유량
- R : 저널 베어링의 반경[m]
- Re_c : 무차원 원주 방향 레이놀즈수 $\left(Re_c = \frac{\rho U h}{\mu} \right)$
- t : 시 영역 좌표계[s]
- u, v, w : 윤활 유체의 속도 좌표계
- x, y, z : 베어링의 좌표계
- Λ : 베어링 정수 $\left(\Lambda = \frac{\mu}{pa} \frac{R^2}{C^2} \Omega \right)$
- Ω : 저널의 회전속도[rpm]
- α : 오리피스의 입사각[deg.]
- α_r : 무차원 전단 계수 $\left(\alpha_r = k_r \cdot \left(\frac{b}{2R} \right) \cdot \eta^2 \right)$
- β : 포켓의 공급 압력비 $\left(\beta = \frac{P_r}{P_s} \right)$
- θ : 무차원 원주 방향 좌표계
- ρ : 윤활 유체의 밀도[kg/m³]

- σ : 스퀴즈 정수 $\left(\sigma = \frac{\mu}{pa} \frac{R^2}{C^2} \omega \right)$
- ω : 베어링의 가진 주파수[Hz]
- ξ : 포켓의 입구 손실 계수
- ζ : 무차원 축 방향 좌표계 $\left(\zeta = \frac{z}{R} \right)$

하첨자

- 0 : 0차의 해
- α : 1차의 해($\alpha=1,2$)
- r, e : 베어링의 포켓, 모서리

참 고 문 헌

1. Ales Tondl, "Bearings with a Tangential Gas Supply," *University of Southampton, Gas Bearing Symposium*, 1967.
2. San Andres, L., "Turbulent Hybrid Bearings With Fluid Inertia Effects," *ASME Trans. J. of Tribology*, Vol. 112, pp. 699-707, 1990.
3. San Andres, L. and Childs, D., "Angled Injection-Hydrostatic Bearings Analysis and Comparison to Test Results," *ASME Trans. J. of Tribology*, Vol. 119, pp. 179-187, 1997.
4. Kim, C., Lee, Y., and Choi, D., "A Test Apparatus and Preliminary Test Results for Rotordynamic Coefficients of A Swirl-Controlled Hybrid Bearing," *Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, 8th Workshop*, 1996.
5. Lee, Y., Kim, C., and Choi, D., "Analysis for Turbulent Hybrid Bearings With Swirl Control Effect," submitted to *Trans. J. of Tribology*, 1997.
6. Constantinescu, V.N., Galetuse, S., and Kennedy, F., "On the Comparison Between Lubrication Theory, Including Turbulence and Inertia Forces, and Some Existing Experimental Data," *ASME Journal of Lubrication Technology*, pp.439-449, 1975.
7. Nelson, C.C., and Nguyen, D.T., "Comparison of Hir's Equation with Moody's Equation for Determining Rotordynamic Coefficients of Annular Pressure Seals," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 109, pp.144-148, 1987.
8. Ghosh, M.K., and Viswanath, N.S., "Recess Volume Fluid Compressibility Effect on the Dynamic Charac-

- teristics of Multirecess Hydrostatic Journal Bearings with Journal Rotation," ASME Journal of Tribology, Vo.109, pp.417-426, 1987.
9. Ghosh, M.K., Guha, S.K., and Majumdar, B.C., "Rotordynamic Coefficients of Multirecess Hybrid Journal Bearings Part 1," Wear, Vo.129, pp.245-259, 1989.
 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.