

고정밀 연삭기 주축용 가변 면적 자기 보상형 리스트릭터 유정압 베어링 해석

조성만*, 박상신**, 안유민***

Analysis on the hydrostatic bearing using self-controlled restrictor of grinding wheel spindle

Sungman Jo*, Sang-Shin Park**, Yoomin Ahn***

Abstract

Cylindrical type of self-controlled restrictor are designed for hydrostatic bearing of grinding wheel spindle. Typical hydrostatic journal bearing with the designed restrictor is analytically modeled. According to the model, the affect of operation parameters, such as, initial cross distance, supply pressure, diameter of two supply holes, pre-load of spring, and clearance between spindle and housing, on bearing stiffness are analyzed. From the results of the analysis, the optimum conditions of operation parameters that maximize the bearing stiffness are estimated.

Key Words : Hydrostatic journal bearing(유정압 베어링), Self-controlled restrictor(자기 보상형 리스트릭터), Grinding wheel spindle(연삭기 주축)

1. 서 론

최근 전자, 광학 기기 등의 산업의 발달에 따라 정밀화의 요구가 점차로 커지고 있다. 정밀도의 개념은 1950년대부터 비약적으로 증가하여 0.1mm 정도이던 정밀도가 최근에는 nm 정도로 낮아지고 있다. 이러한 초정밀화를 만족시키기 위해서는 초정밀 측정기의 개발, 신소재 및 공구개발과 더불어 무엇보다도 초정밀 공작기계의 개발이 중요하게 된다.

공작기계의 정밀화는 기초적인 표면의 공차와 더불어

형상 정밀도를 포함하게 된다. 공작기계의 설계와 제조에 있어서의 핵심적인 정밀도를 좌우하는 요소는 주축계와 이송계이다. 주축의 회전 정밀도 및 이송계의 위치 결정 정밀도는 가공물의 공차와 형상 정밀도에 직접적인 영향을 미친다.

공작기계의 주축 및 이송계는 주로 구름베어링을 사용해 왔다. 이는 저가이며 호환성이 좋고 별도의 장치를 필요로 하지 않으며 유지 보수의 용이성 때문이다. 그러나 낮은 회전정밀도와 진동감쇠 특성을 가지며 금속간의 마찰로 인하여 스틱 슬립 및 마멸 현상이라는 결정적인 약

* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원
** 영남대학교 기계공학부
*** 한양대학교 기계공학과(ahnym@email.hanyang.ac.kr)

점을 가지고 있다. 따라서 유체 베어링을 사용하는 초정밀 동작기계에 대한 연구가 최근 활발히 진행되고 있다.

유체 베어링이란 서로 운동하는 면의 틈새에 유체를 흘려 넣어 마찰력을 극소화하는 베어링을 말한다. 접촉면의 표면조도나 기타 기하학적인 오차보다 큰 틈새를 유지시키기 때문에 유체의 점성에 기인하는 작은 마찰력만이 존재하며 마멸의 염려가 없고 높은 정밀도를 유지할 수 있다는 장점을 가지고 있다.⁽¹⁾

정수압 베어링은 여타의 베어링과는 달리 구조가 복잡하고 부속 장치가 많기 때문에 그의 제반 특성을 좌우하는 설계변수는 무척 광범위하다. 정수압 베어링은 고하중 지지 용량, 저마찰, 고강성, 저진동, 내구성 등의 특성을 가지고 있지만 초정밀 동작기계의 적용에 있어서 무엇보다도 중요한 고려사항은 하중에 대한 유막 두께 변동에 저항하는 베어링의 강성이다. 이러한 정수압 베어링의 강성에 영향을 미치는 설계 변수는 베어링 틈새, 공급압력, 베어링의 기하학적 형상, 리스트릭터 등이 있다.

이 설계변수들 중에서 잘 설계된 리스트릭터는 시스템에 관계없이 간단한 배관만으로 베어링의 성능에 직접적인 영향을 주어 최근에는 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서는 실린더 타입 자기 보상형 리스트릭터를 제안한다.

효과 그리고 연삭 중에 발생하는 절삭력의 발생 등으로 인하여 4개의 포켓에 가해지는 하중의 변화에 대하여 주축의 진동이 생기지 않도록 각각의 포켓에 공급되는 유량을 조절하는 역할을 하는 부속장치이다.

Moshin⁽²⁾ 등은 제어 밸브를 사용한 정수압 저어널 밸브의 동적 특성을 연구하였으며 Mori⁽³⁾ 등은 피에조 소자를 이용한 공기 베어링용 급유장치를 설계하였다. Yoshimoto⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 등은 부유 실린더를 이용한 리스트릭터를 개발하고 이의 정·동특성을 추력 베어링에 응용하여 해석하였고 같은 모델로 계단 함수의 영향을 고려하였다. Kazimier⁽⁶⁾ 등은 고강성을 위한 리스트릭터의 해석법을 개발하였고 Cusano⁽⁷⁾⁽⁸⁾ 등은 추력 베어링에 고전적인 패드 리스트릭터를 장착하고 이의 실험적 연구를 발표하였다. 또한 Slocum⁽⁹⁾ 등은 오일 대신 물을 사용한 정수압 베어링의 강성 향상을 위한 공급장치의 특성을 연구하였다. Marvin⁽¹⁰⁾ 등은 주어진 유막 두께에서 강성을 최대로 하는 압력비를 구하는 해석적 방법을 연구하였으며 Stanley⁽¹¹⁾ 등은 여러 가지 리스트릭터에 대한 정수압 베어링의 강성을 비교하였다. Bassani⁽¹²⁾ 는 제어 밸브보다 우수한 리스트릭터를 제안하여 이것의 작동특성을 연구하였다.

본 연구에서는 연삭기 주축의 고강성화를 위해 가변 면적 자기 보상형 리스트릭터를 제안하고, 이를 저어널 베어링에 적용하여 이론적으로 해석하고 베어링의 강성이 최대가 되는 설계변수들(접시스프링의 강성, 예압량, 오일 공급압력, 공급구의 초기면적)을 예측할 수 있는지 알아 보고자 한다.

2. 가변 면적 자기 보상형 리스트릭터

본 연구에서 제안한 리스트릭터의 개략도는 Fig. 2와 같다. 변동 실린더(Moving cylinder)로 조립 때에 접시스프링(Disk Spring)으로 예압을 받고 있다. 변동실린더에는 직경(d_1)의 작은 구멍이 있다. 하우징에는 직경(d_2)의 큰 구멍이 만들어져 있다. 초기에 두 구멍은 일정거리만큼만 겹쳐져 있다.

외부에서 하중이 커져서 베어링 틈새가 좁아지면 포켓 압력(P)이 높아지게 된다. 포켓압력에 의한 힘이 스프링의 예압 보다 크게 되면 변동실린더가 u 만큼 이동하게 된다. 실린더가 내려오면 Fig. 3과 같이 두 개의 원이 겹쳐지는 빗금 친 면적(A_1)이 증가하게 되어 베어링 면으로 유입되는 유량이 많아져 다시 축이 원래의 위치로 돌아가게 된다. 또한 하중이 줄어들면 다시 스프링의 반력에 의해

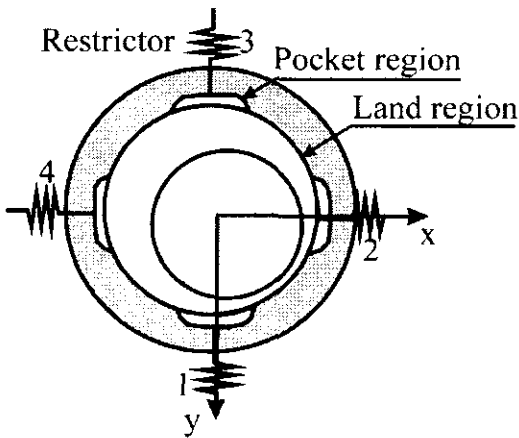


Fig. 1 Schematic diagram of hydrostatic journal bearing

리스트릭터란 Fig. 1과 같은 저어널 베어링 주위의 4개의 포켓에 공급되는 유량을 조절하는 역할을 하는 장치로서 축의 자중 및 주축의 회전 때에 발생하는 물리적 썩기

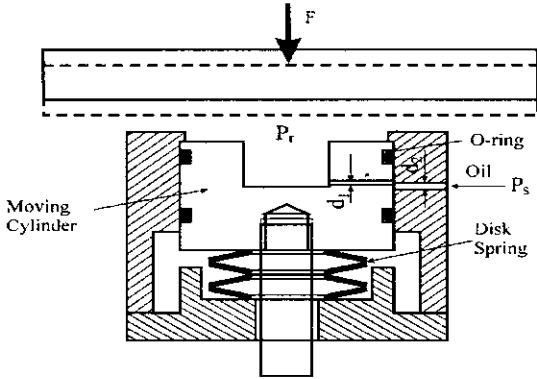


Fig. 2 Schematic diagram of cylinder type restrictor

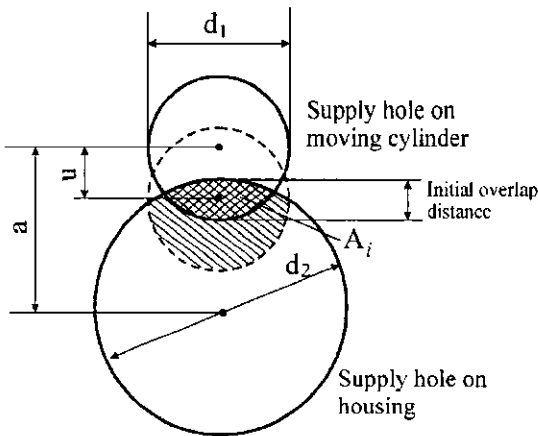


Fig. 3 The variation of area of restrictor

실린더가 위로 올라가면서 면적이 줄어들어 유입되는 유량이 줄어들게 된다.

이 장치는 각각의 포켓마다 하나씩 연결되어 포켓의 압력의 변화에 따른 유량을 조절하여 각각의 포켓에 각기 다른 유량을 공급함으로써 베어링의 강성을 높이고 축의 진동을 최소화한다.

O-링은 변동실린더 틈새로의 누유를 방지하기 위하여 설치하였고 마찰에 의한 손실을 줄이도록 가능한 접촉면적을 적게 하였다.

두 개의 구멍이 겹쳐진 면적(A_i)은 오리피스 역할 하게 되는데 겹쳐지는 부위를 결정하는 것은 d_1 과 d_2 의 크기이다. 이 크기를 결정하기 위해서 포켓압력은 공급압력의 30%정도에서 90%정도까지 변한다고 가정하고 1.5

MPa의 공급압력인 경우에 0.45 MPa에서 1.35 MPa까지 포켓압력이 변할 수 있다고 가정하고, 스프링 상수에 따라 변하기는 하지만 겹쳐진 면적이 원형의 상당 오리피스 직경 0.5 mm가 갖는 면적을 초과하지 않으면서 움직이는 거리 u 에 따라 면적이 변하는 변화율이 가장 크도록 d_1 , d_2 를 선정하였다.

3. 해석 방법

Fig. 1과 같은 일반적인 정수압 저어널 베어링에 대해 지배 방정식을 유도하고 이를 무차원화하여 해석 방법을 제시한다. 주축 및 베어링을 진원이라 가정하고 주축은 자세각 ϕ , 편심량 e 만큼 편심되어 회전하며 외부에서 리스트릭터를 통해 높은 압력으로 오일이 공급된다. 이와 같은 베어링 내부에서는 좁은 틈새로 오일이 유입되어 압력이 형성되며 이러한 압력들의 합력이 외부 하중과 평형을 이룬다.

좁은 틈새 내에서의 오일 거동을 지배하는 방정식은 Reynolds 방정식이며 오일의 관성력, 압력 등의 힘의 평형에서 유도된 Navier-Stokes 방정식에서 다음과 같은 가정을 통하여 간략히 한다.

- 1) 유막의 두께는 다른 좌표에 비해 미소하므로 곡률을 무시한다.
- 2) 유동은 층류이다.
- 3) 유막의 두께 방향으로의 압력 변화는 없다.
- 4) 유체에 작용하는 체적력은 없다.
- 5) 유체에 작용하는 원심력, 유체 중력과 같은 관성력은 점성에 의한 전단력에 비해 충분히 작다.
- 6) 베어링 표면에서의 미끄럼은 일어나지 않는다.
- 7) 유막 두께 방향의 속도 구배는 다른 방향의 속도 구배보다 지배적이다.
- 8) 윤활유의 점도 변화는 무시할 수 있다.

이러한 가정에 의해 간략화된 비압축성 윤활 유체에 대한 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.¹³⁾

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{dh}{dx} \quad (1)$$

여기서 x, z 는 각각 원주방향 및 축방향의 좌표이며 t 는 시간, μ 는 윤활유의 점도, ρ 는 윤활유의 밀도, h 는 윤활

틈새 함수, p 는 윤활막의 압력이다.

식 (1)에서 각각의 변수들은 차원 및 수치들의 오더가 서로 다르므로 계산을 간단히 하고 기하학적 상사에 의한 응용 범위를 넓히기 위해 다음과 같이 무차원화한다.

$$\begin{aligned}
 X &= \frac{x}{R}, \quad Z = \frac{z}{R} : (\text{무차원 좌표}) \\
 H &= \frac{h}{C} : (\text{무차원 틈새 높이}) \\
 P &= \frac{p}{P_o} : (\text{윤활 틈새의 상대적 압력}) \\
 \tau &= \omega t : (\text{무차원 시간}) \\
 U &= R\omega : (\text{원주 속도}) \\
 \phi &= \frac{C}{R} : (\text{상대적 베어링 틈새}) \\
 \Lambda &= \frac{6\mu\omega}{P_o\phi^2} : (\text{베어링 상수})
 \end{aligned} \tag{2}$$

무차원 항을 도입하여 다음과 같은 무차원 레이놀즈 방정식을 유도한다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} \tag{3}$$

정상상태 압력 P 에 관한 방정식:

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda \frac{\partial H}{\partial X} \tag{4}$$

이식을 벡터형으로 표시하면

$$\Delta \cdot (H^3 \Delta P - \underline{\Lambda H}) = 0 \tag{5}$$

식 (5)를 Fig. 4와 같이 윤활이 이루어지는 표면의 임의의 점 (i,j) 를 둘러싼 표면 Σ_{ij} 에 대하여 적분하면 식 (6)과 같다.

$$\iint_{\Sigma_{ij}} \nabla \cdot (H^3 \nabla P - \underline{\Lambda H}) dX dZ = 0 \tag{6}$$

식 (6)에 Gauss' divergence theorem을 적용하면 다음과 같은 형태가 된다.

$$\oint_{\Gamma_{ij}} (H^3 \nabla P - \underline{\Lambda H}) \underline{n} \cdot d\mathbf{l} = 0 \tag{7}$$

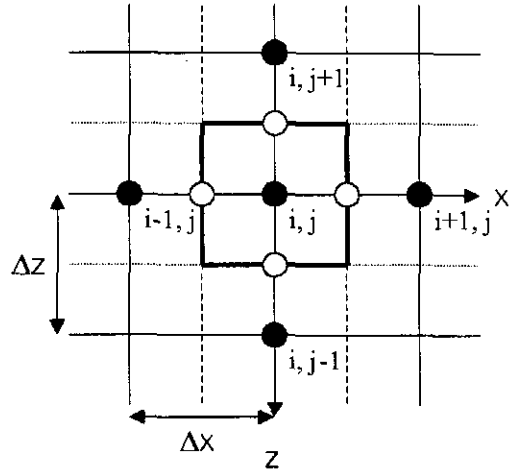


Fig. 4 Grid system for numerical method

식(7)을 격자 구조계를 근거로 하여 양¹⁴등에 의해 제안된 이산화를 실행하여 계산하면 포켓의 압력이 주어질 있을 때, 베어링 내의 압력분포를 구할 수 있다.

포켓압력을 구하기 위해서는 오리피스를 통과하여 들어오는 유량과 포켓 주위로 빠져나가는 유량의 평형식을 이용한다. 그리고 포켓 주위로 흘러 나가는 무차원 유량 방정식은 다음과 같이 된다.

$$Q_{out} = \int_{X_1}^{X_2} (P_r - P) H^3 \frac{dX}{dZ} + \int_{Z_1}^{Z_2} (P_r - P) H^3 \frac{dZ}{dX} \tag{8}$$

공급 압력 P_s 가 작용하는 외부에서의 압력 P_r 이 작용하는 포켓에 오리피스를 통하여 공급되는 오일의 유량 방정식은 다음과 같이 정의된다.

$$q_{in} = K_B \sqrt{P_s - P_r} \tag{9}$$

여기서,

$$K_B = \sqrt{\frac{2}{\rho}} C_f A_f \tag{10}$$

이며 A_f 는 오리피스 급유구의 단면적, C_f 는 오리피스 계수로 약 0.6 정도의 수치를 가진다.

오리피스를 통과하여 포켓으로 들어오는 유량을 지배방정식과 마찬가지로 무차원화 한다.

$$Q_{in} = \frac{12\mu q_2}{P_a C^3} \quad (11)$$

무차원화 된 두 가지의 유량이 다음 식과 같이 평형을 이루도록 포켓 압력 P_r 을 구해야 한다.

$$Q_{in} = Q_{out} \quad (12)$$

저어널 베어링의 경우에 하나의 포켓압력이 변하면 그 영향으로 다른 포켓압력이 변하기 때문에 하나씩 독립적으로 구할 수 없다. 또한 편심률에 의해서도 포켓압력이 변하기 때문에 외부하중과 평형을 이루는 압력분포를 얻기 위한 포켓압력과 편심률을 동시에 구해야 한다.

포켓이 4 개인 경우, 각 포켓의 압력 $P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}$ 와 편심률 e 를 입력변수로 하고, 각 포켓의 입력 유량과 출력 유량의 차 및 외부하중 (F_{ext})과 압력분포에 의한 적분값인 베어링 반력 (F_{by})의 차를 목적함수로 정하면 다음과 같이 함수를 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} F_1(P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}, e) &= Q_{in1} - Q_{out1} \\ F_2(P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}, e) &= Q_{in2} - Q_{out2} \\ F_3(P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}, e) &= Q_{in3} - Q_{out3} \\ F_4(P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}, e) &= Q_{in4} - Q_{out4} \\ F_5(P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}, e) &= F_{ext} - F_{by} \end{aligned} \quad (13)$$

이 목적함수들이 모두 0 이 되도록 정상상태를 찾아야 4개의 포켓압력과 편심률을 구할 수 있다. 그런데, 이 목적함수들은 입력변수들에 의해 심하게 연성되어 있으므로 정상상태를 찾기 위해 다차원 Newton-Raphson 법을 사용한다. 입력변수를 다음과 같이 하고

$$\overset{r}{X} = (P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}, e)^T \quad (14)$$

이에 따른 목적함수를 다음과 같이 표기한다.

$$\overset{r}{F}(\overset{r}{X}) = (F_1(\overset{r}{X}), F_2(\overset{r}{X}), F_3(\overset{r}{X}), F_4(\overset{r}{X}), F_5(\overset{r}{X}))^T \quad (15)$$

여기서 $\overset{r}{F}$ 는 독립변수 $P_{r1}, P_{r2}, P_{r3}, P_{r4}, e$ 에 대하여 연속이고, 각각의 편미분이 존재한다고 가정하고, 각 편미분은 독립변수의 미소 변화량에 대한 목적함수의 변화량의 비로 가정하면 Jacobian 행렬 $\overset{r}{J}$ 를 다음과 같이 표시할 수

있다.

$$\overset{r}{J} = \begin{pmatrix} \frac{\nabla F_1}{\nabla P_{r1}} & \frac{\nabla F_1}{\nabla P_{r2}} & \frac{\nabla F_1}{\nabla P_{r3}} & \frac{\nabla F_1}{\nabla P_{r4}} & \frac{\nabla F_1}{\nabla e} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \frac{\nabla F_5}{\nabla P_{r1}} & \frac{\nabla F_5}{\nabla P_{r2}} & \frac{\nabla F_5}{\nabla P_{r3}} & \frac{\nabla F_5}{\nabla P_{r4}} & \frac{\nabla F_5}{\nabla e} \end{pmatrix} \quad (16)$$

다음과 같은 Newton-Raphson 공식을 이용하여 4개의 포켓 압력과 편심률을 계산할 수 있다.

$$\overset{r}{X}^{(n)} = \overset{r}{X}^{(n-1)} - \overset{r}{J}^{-1}(\overset{r}{X}^{(n-1)}) \overset{r}{F}(\overset{r}{X}^{(n-1)}) \quad (17)$$

이 식들을 이용하여 포켓압력 및 편심률, 그리고 실린더의 위치를 구하는 순서는 아래와 같다.

- ① 초기 포켓압력 및 편심률을 가정한다.
- ② 식 (7)의 이산식을 이용하여 베어링의 압력분포를 계산한다.
- ③ 식 (8)을 이용하여 포켓에서 베어링 면으로 빠져나가는 유량을 계산한다.
- ④ 포켓압력을 순서대로 조금씩 변화시켜 ②와 ③의 과정을 반복하여 Jacobian 행렬을 구한다. 또한 마지막으로 편심률을 미소량 변화시켜 Jacobian 행렬을 완성한다.
- ⑤ 식 (17)에 의하여 다음의 포켓압력을 계산한다.
- ⑥ 계산된 포켓 압력이 스프링의 예압량보다 큰 경우 그 변위를 계산하여 두 원 사이의 겹쳐지는 면적을 계산한다.
- ⑦ 식 (13)의 목적함수가 0 에 수렴할 때까지 ②-⑥을 반복한다.

4. 해석 결과

베어링의 강성에 가장 민감하게 영향을 미치는 설계변수인 점시스프링의 강성, 예압량, 오일공급구의 초기 겹치는 거리, 공급압력 등을 변화시켜 가면서 정수압 베어링이 외부의 하중에 대해서 무한강성을 가지는 영역이 존재하는 변수값들을 찾아보았다.

외부하중에 대한 편심률의 변화를 점시 스프링의 강성

Table 1 해석에 사용된 베어링의 사양

베어링의 직경(전단부/후단부)	60mm/55mm
베어링의 길이	60mm
베어링의 랜드폭	15mm
베어링의 틈새	40 μ m
포켓 깊이	1mm
공급구의 직경(실린더/하우징)	0.8mm/1.6mm

을 변화시켜 가며 살펴보았다. 해석을 위해서 사용한 베어링의 기본적 사양은 Table 1과 같다. 먼저 해석조건 ①로서 베어링 직경 55 mm, 접시스프링의 예압거리를 0.2 mm, 공급압력이 15 기압이고, 공급구의 초기 겹치는 거리가 0.1 mm 인 경우에 대해서 베어링의 성능을 계산하여 보았다. 그 결과는 Fig. 5와 같다. 그리고 해석조건 ②로서 베어링의 직경이 60 mm 이고, 예압거리가 0.2 mm, 공급압력이 15 기압, 그리고 공급구의 초기 겹치는 거리가 0.1 mm 인 경우에 대한 해석 결과는 Fig. 6과 같다.

Fig. 5와 Fig. 6에서 보는 바와 같이 접시스프링의 강성이 매우 클 경우에는 포켓의 압력이 스프링의 강성에 비하여 미미하기 때문에 변동실린더의 작동이 이루어지지 않아 축의 편심률은 계속 증가하는 모습을 보인다. 그러나 스프링의 강성이 점차 감소하면서 변동실린더의 작동으로 그래프의 기울기가 작아지는 양상을 볼 수 있다.

Fig. 5의 경우에는 스프링의 강성이 35 kgf/mm 일 때 외부하중이 600 N에서 1000 N사이에서 편심률이 0.08721로 거의 무한 강성을 지니는 것을 알 수 있으나 그다지 범위가 넓지는 않다. Fig. 6의 경우에는 스프링의

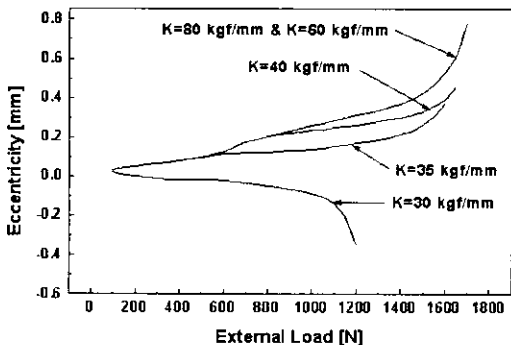


Fig. 5 External load v.s. eccentricity at condition ①

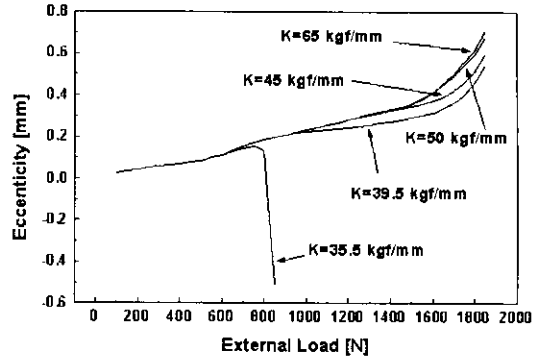


Fig. 6 External load v.s. eccentricity at condition ②

강성이 39.5 kgf/mm일 때 외부하중이 800N에서 1500N까지 증가하는 동안 편심률은 0.18589에서 0.29248로 0.1 이내의 증가를 보였다.

여러가지 많은 다른 경우에 대해서도 해석을 하였지만 설계변수들의 선정이 적합치 않아 바람직한 베어링의 성능을 획득할 수 없었다. 향후 요구되어지는 연구로서, 이러한 해석결과에 기초하여 제작된 실린더 타입 자기보상형 리스트릭터를 장착한 유정압 베어링을 연삭기 주축에 적용하고 가공 실험을 수행하여 그 결과를 이론적 해석과 비교하여 실제 연삭에서의 연삭성능 개선이 검증되어야 할 것이다.

5. 결론

유정압 저어널 베어링에 장착될 실린더 타입 자기보상형 리스트릭터를 제안하고 베어링의 성능에 미치는 영향을 이론적으로 해석하였다. 이러한 방법에 의하여 편심률의 변화가 일반 유정압 베어링에 비해서 작도록 큰 강성을 갖는 베어링의 설계 데이터를 구할 수 있는 가능성을 제시하였다. 그리고 유정압 베어링이 최적의 성능을 발휘할 수 있는 설계변수인 접시스프링의 강성, 예압량, 오일 공급구의 초기 겹치는 거리, 공급압력을 이론적 해석을 통하여 구하였다. 그밖에 설계변수들의 선정을 통해 유정압 베어링의 강성을 예측할 수 있었다

참고문헌

- (1) A.Z.Szeri, "Fluid Film Lubrication Theory & Design", Cambridge University Press, 1998.

- (2) M.E.Moshin and S.A.Morsi, "The Dynamic Stiffness of Controlled Hydrostatic bearings", *Journal of Lubrication Technology*, October, pp. 197~608, 1969.
- (3) A.Mori and H.Inoue, "Improvement of Dynamic Characteristics of a Controlled Aerostatic Thrust Bearing", *International Journal of Japan Precision Engineering*, Vol. 25, pp. 69~74, 1991.
- (4) S.Yoshimoto, Y.Anno, and M.Fujimara, "Static Characteristics of a Rectangular Hydrostatic Thrust Bearing with a Self-Controlled Restrictor Employing a Floating Disk", *Journal of Tribology*, Vol. 115, No. 2, pp. 307~311, 1993.
- (5) S.Yoshimoto, Y.Anno, and T.Kanemoto, "Step Response of Hydrostatic Thrust Bearings with a Self-Controlled Restrictor Employing a Floating Disk", *Journal of Tribology*, Vol. 116, No. 1, pp. 154~160, 1994.
- (6) Z.Kazimierski, L.Brzeski, L.Horodko, "Gas Bearing of Infinite Stiffness", *Journal of Tribology*, Vol. 115, No. 2, pp. 270~273, 1993.
- (7) C.Wang and C.Cusano, "Dynamic Characteristics of Externally Pressurized, Double-Pad, Circular Thrust Bearings with Membrane Restrictor", *Journal of Tribology*, Vol. 113, No. 1, pp. 158~165, 1991.
- (8) C.Cusano, "Characteristics of Externally Pressurized Journal Bearings with Membrane Type Variable-Flow Restrictors As Compensated Elements", *IMEchE*, Vol. 183, pp. 527~534, 1974.
- (9) A.H.Slocum, P.A.Scagnetti, and N.R.Kane, "Design of Self-Compensated Water-Hydrostatic Bearings", *Precision Engineering*, Vol. 17, July, pp. 173~185, 1995.
- (10) T.S.Marvin, "On the Optimization of the Stiffness of Externally Pressurized Bearings", *Journal of Basic Engineering*, March, pp. 119~124, 1962.
- (11) B.M.Stanley, "The Effect of the Method of Compensation on Hydrostatic Bearing Stiffness", *Journal of Basic Engineering*, June, pp. 179~185, 1961.
- (12) R.Bassani, "The Self-Regulated Hydrostatic Opposed-Pad Bearing in a Constant Pressure System", *ASLE Transaction*, Vol. 25, pp. 95~100, 1982.
- (13) O.Pinkus and B.Sternlicht, "Theory of Hydrodynamic Lubrication", McGraw-Hill, 1961.
- (14) 양문호, 이기영, 안유민, 한동철, "정수압 저어널 베어링의 동특성 향상에 관한 연구", 한국윤활학회 추계 학술대회 논문집 pp. 195~201, 1996.