Journal of the KSTLE Vol. 17, No. 5, October 2001, pp. 365~372
The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers

2열 외부가압 공기 저어널 베어링에서 급기구 위치에 따른 부하지지 특성에 관한 연구

이종열† · 성승학* · 이득우*‡

부산대학교 대학원
*부산대학교 기계공학부

A Study on the Loading Capacity According to the Source Positions in Externally Pressurized Air Journal Bearing with Two Row Sources

Jong-Ryul Lee†, Sueng-Hak Soeng* and Deug-Woo Lee*‡

Graduate School, Pusan national university
**Department of Mechanal Engineering, Pusan National University*

Abstract – This paper has been presented the hydrodynamic effect by the journal speed, eccentricity and source positions in order to overcome the defects of air bearing such as low stiffness and damping coefficient. Choosing the two row source position of air bearing is different from existed investigations in the side of pressure distribution of air film because of the high speed of journal and the wedge effects by the eccentricity. These optimal chooses of the two row source positions enable us to improve the performance of the film reaction force and loading force as making the high speed spindle. In this paper, The pressure behavior in theory of air film according to the eccentricity of journal and the source positions analyzed. The results of investigated characteristics may be applied to precision devices like ultra-precision grinding machine and ultra high speed milling.

Key words – HRD (hydrodynamic), two row source positions, wedge effects, film reaction force, loading capacity.

1. 서 론

공기베어링은 공기를 윤활제로 쓰므로 마찰이 적어 고속 기계에 적합하고, 평균화 효과에 의해 매끄럽게 회전하므로 회전 정밀도가 높아 초정밀 공작 기계와 고정밀 측정기에 적합하다.

그러나 공기 베어링은 점성이 작아 부하 능력이 기름 베어링에 비해 떨어지고 비상 사태 시 경계윤활을 기대할 수 없는 단점이 있다. 공기 베어링의 여러 가지 장점에도 불구하고 낮은 부하 능력과 강성 때문에 이를 개선하기 위한 많은 노력이 있어 왔다. 이러한 연구들을 크게 나누어 보면 부한 변동에 따라 간극을 조절하는 것과 공기베어링의 공기유막 두께를 직접 제어하는 등 스퀴즈효과를 이용하는 것과 베어링의 기하학적 형상을 바꾸어 보는 것이 있다. 1984년 Singh [1]은 공기 베어링의 안정한계속도, 동적계수 등에 대하여 이론적으로 연구하였으며, 1989년 한[2]과 반[3]은 저어널의 편심율과 회전속도가 증가할수록 베어링의 강성이 증가함을 실험을 통하여 규명하였다. 1992년 Kazimiersk[4]는 탄성체링을 이용 2중 부시 공기베어링을 사용함으로써 고강성화 베어링에 대한 연구를 수행하였다. 1994년 Yoshimoto[5]는 가변 원판을 이용하여 부하 변동에 따라 레스트릭터의 간극이 스스로 조절 되는 스러스트 공기베어링을 제안하여 높은 강성을 얻었다.

†주저자 : jr4165@hanmail.net
‡책임저자 : dwoolee@hyowon.pusan.ac.kr

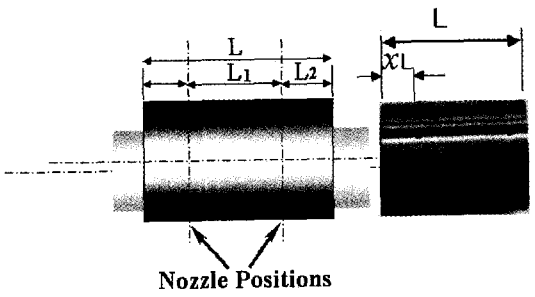


Fig. 1. Design parameters for the bearing length.

그러나 이들설계 변수들은 저어널과 베어링의 미소 간극 사이에서 저어널의 고속운전시 HRD현상(Hydro-dynamic effects)이 발생할 수 있음을 배제한 설계 변수였다.

본 연구에서는 고속스핀들에 적용이 되고있는 2열 급기공 공기베어링에서 편심량이 증가함에 따라 베어링의 압력이 증가함과 동시 저어널의 고속운전시 동압현상이 발생한다라는 이론을 기초로하여 기체 공급구의 압력 경계조건을 선공급원으로 가정하여 베어링 전체 압력 분포를 계산하고, Fig. 1과 같은 공기베어링 설계 변수 중의 하나인 급기구의 위치의 변화에 따른 베어링의 부하지지 능력을 계산함으로써 급기구 위치 경계조건을 찾고자 한다.

2. 공기 저어널 베어링 해석

2-1. 레이놀즈 방정식

공기베어링의 윤활막의 압력분포를 계산하기 위해서

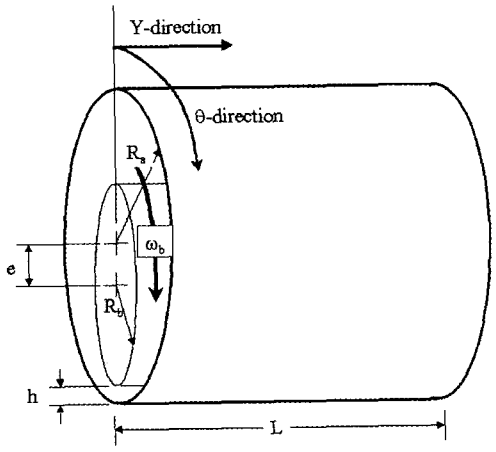


Fig. 2. Bearing coordinates system.

Fig. 2와 같은 베어링 좌표계에서 공기의 유동을 나타내는 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식을 연립하여 공기베어링에 대한 레이놀즈 방정식을 유도한다.

이때 다음과 같은 가정을 하게 된다.

(1) 유막이 면적에 비해 매우 얇아서 유막두께의 속도구배를 제외한 다른 방향의 속도구배는 무시할 수 있다.

(2) 임의의 형상부분의 곡률은 무시하고 평면으로 가정하였다.

(3) 유체관성력의 영향은 점성력에 비해 매우 작아서 무시한다.

(4) 베어링에 작용하는 외력은 중력밖에 존재하지 않으므로 체적력은 매우 작다고 볼 수 있다.

(5) 매우 좁은 간극하에서 유동이 일어나기 때문에 유막두께 방향의 압력은 변하지 않는다.

(6) 유체는 No-Slip상의 층류유동이라 가정한다.

(7) 윤활제로 사용되는 공기는 이상기체상태방정식을 만족한다.

위와 같은 가정하에서 Navier-Stokes 방정식을 간결히 한 후 이에 적당한 속도경계조건을 적용하여 속도분포를 구하고 이를 베어링 틈새방향에 대하여 적분한 형식의 연속방정식에 대입하여 정리하면 다음과 같은 레이놀즈 방정식을 구할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(Ph^3\frac{\partial P}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(Ph^3\frac{\partial P}{\partial y}\right)=6\eta\cdot U_j\cdot\frac{\partial(Ph)}{\partial x} \tag{1}$$

여기서,

$$\bar{P}=\frac{P}{P_a},\quad \bar{U}=\frac{U_j}{R\omega},\quad \bar{h}=\frac{h}{C},\quad \bar{\theta}=\frac{x}{R},\quad \zeta=\frac{y}{R}$$

$$\Lambda=\frac{6\eta w}{P_a}\left(\frac{D}{C}\right)^2\quad h=C(1-e\cos\theta) \tag{2}$$

이라두고 무차원화 하면 다음의 무차원화 된 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left\{\bar{P}\bar{h}^3\left(\frac{\partial\bar{P}}{\partial\theta}\right)\right\}+\frac{\partial}{\partial\zeta}\left\{\bar{P}\bar{h}^3\left(\frac{\partial\bar{P}}{\partial\zeta}\right)\right\}=\Lambda\left(\frac{\partial\bar{P}\bar{h}}{\partial\theta}\right) \tag{3}$$

2-2. 경계조건

경계조건 베어링의 양 끝단은 대기압의 조건을 가정하고, 기체 공급구에서는 공급 압력비를 5로 가정하여 다음과 같은 주기조건으로 가정하였다.

$$\overline{P}=1,\ \text{at}\ \zeta=\pm L/D$$
$$\overline{P}=5,\ \text{at}\ \begin{matrix}\zeta=\pm L/D\\ \left(L_2=\frac{L}{3},\ \frac{L}{4},\ \frac{L}{7},\ \frac{L}{11}\right)\end{matrix} \tag{16}$$
$$\overline{P}(\theta,\ \zeta)=\overline{P}(\theta\pm 2\pi,\ \zeta)$$

2-3. 수치해석

레이놀즈 방정식에서 유도된 식은 비선형성을 가지고 있기 때문에 이것을 품기 위해 Newton-Raphson법을 이용한다. 압력만의 함수식을 다음과 같은 finite difference 형태로 쓸 수 있다.

$$f_{i,j}(P)=A\overline{P_{i,j}^2}-B\overline{P_{i,j}}+C\overline{P_{i+1,j}^2}-D\overline{P_{i+1,j}}+E\overline{P_{i-1,j}^2}$$
$$+D\overline{P_{i-1,j}}+F\overline{P_{i,j+1}^2}+G\overline{P_{i,j-1}^2} \tag{4}$$

$$A=\left[\frac{1}{\Delta\theta^2}(\overline{h_{i+1,j}^3}+2\overline{h_{i,j}^3}+\overline{h_{i-j,1}^3})\right.$$
$$\left.+\frac{1}{\Delta\zeta^2}(\overline{h_{i,j+1}^3}+2\overline{h_{i,j}^3}+\overline{h_{i,j-1}^3})\right] \tag{5}$$

$$B=\Lambda\left(\frac{1}{\Delta\theta}\right)(\overline{h_{i+1,j}}-\overline{h_{i-1,j}}) \tag{6}$$

$$C=\frac{1}{\Delta\theta^2}(\overline{h_{i+1,j}^3}+\overline{h_{i,j}^3}) \tag{7}$$

$$D=\Lambda\left(\frac{1}{\Delta\theta}\right)\overline{h_{i,j}} \tag{8}$$

$$E=\frac{1}{\Delta\theta^2}(\overline{h_{i,j}^3}+\overline{h_{i-1,j}^3}) \tag{9}$$

$$F=\frac{1}{\Delta\zeta^2}(\overline{h_{i,j+1}^3}+\overline{h_{i,j}^3}) \tag{10}$$

$$G=\frac{1}{\Delta\zeta^2}(\overline{h_{i,j}^3}+\overline{h_{i,j-1}^3}) \tag{11}$$

여기서, 해를 풀기 위해 Jacobian을 구하면

$$\frac{\partial f_{i,j}(P)}{\partial P}=2\{-A\overline{P_{i,j}}+C\overline{P_{i+1,j}}+E\overline{P_{i-1,j}}$$
$$+F\overline{P_{i,j+1}}+G\overline{P_{i,j-1}}\}-B \tag{12}$$

위식에 의해 각 Iteration 에서 압력 증분을 구하면

$$\Delta P_{i,j}=\left(\frac{\partial f_{i,j}(P)}{\partial P}\right)^{-1}f_{i,j}(P) \tag{13}$$

따라서, 다음 Iteration Step에서의 압력은

$$(P_{i,j})_n=(P_{i,j})_{n-1}+\Delta P_{i,j} \tag{14}$$

여기서, 압력에 대한 수렴조건은 다음과 같이 두었다.

$$\frac{\sum_{i=0}^{m}\sum_{j=0}^{n}|(P_{i,j})_n-(P_{i,j})_{n-1}|}{\sum_{i=0}^{m}\sum_{j=0}^{n}|(P_{i,j})_n|}\le 1\times10^{-5} \tag{15}$$

본 계산에 있어서 회전방향으로의 등분은 등간격으로 71등분, 축방향으로 등간격으로 66등분을 하여 계산을 수행하였다.

3. 해석 결과 및 고찰

먼저 직경 22 mm 저어널의 속도 변화에 따라 2열 급기공에서의 유막 압력변화가 어떻게 발생하는지에 대하여 해석을 수행하였다. 저어널의 속도는 DmN치 20,000 200,000, 2,000,000에 대한 베어링수(Λ)를 입력변수로 하여 3종류에 대하여 해석을 하였으며, 결과 DmN 20,000에서는 편심량이 증가함에 따라 편심량에 의한 압력변화는 있었으나, 정적압력분포에 근접하는 결과를 확인하였으며, 편심에 의한 압력변화는 베어링 전체 부하지지능력에 미치는 영향이 아주 미소함을 판단할 수 있었다. 다시 말해서 지금현재 세계적인 공기정압주축 판매회사인 Westwind Turbines Ltd.의 Poole

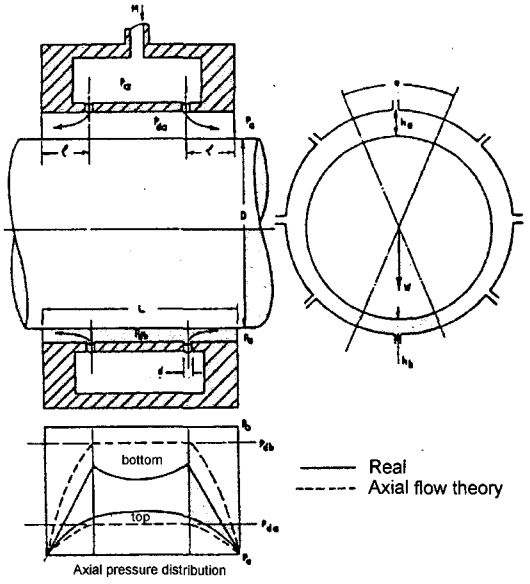
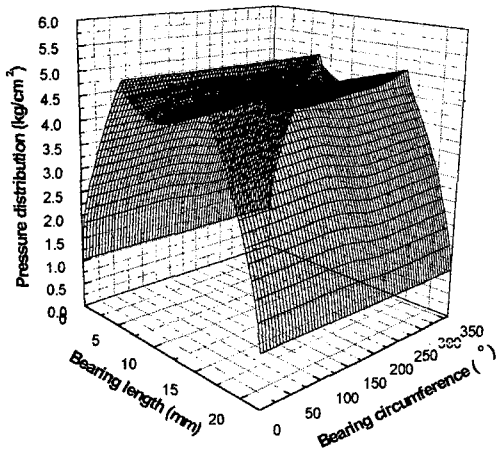
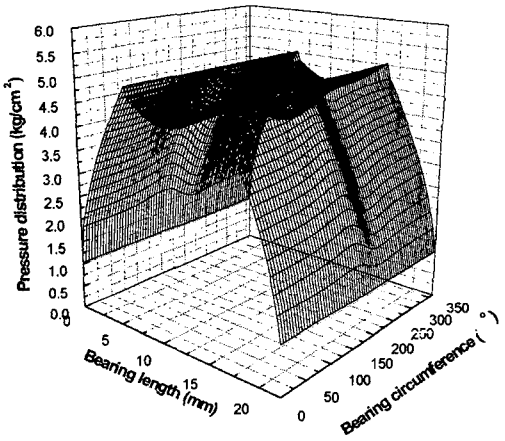


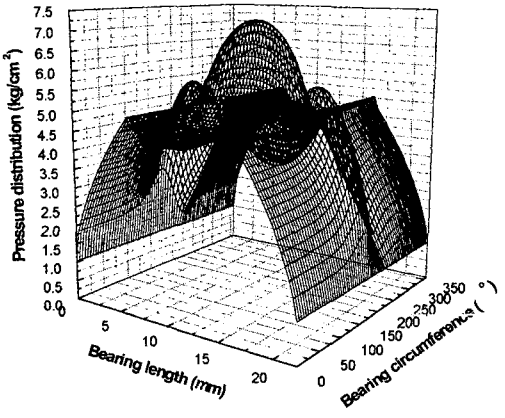
Fig. 3. A pressure of journal bearing.



(a) Eccentric ratio e=0.4



(b) Eccentric ratio e=0.6



(c) Eccentric ratio e=0.8

Fig. 4. Pressure distribution according to the eccentric ratio in DmN 200,000 (Ps/Pa=5, L/D=1,source positon= 1/4L).

과 J.W. Powell이 발표한 문헌[6]에 Fig. 3과 같은 현상을 잘 나타내었다. 그러나 저어널의 속도가 DmN 200,000으로 증가했을 때 편심율의 증가에 따른 편심량에 의한 동압 현상이 좀더 커지는 현상을 보임으로써 Fig. 3과 같은 정압형태의 압력분포를 탈피하는 경향을 보였다.

저어널의 속도를 더 증가시킨 DmN 2,000,000에서는 베어링 내부에 HRD를 보여줌으로써 베어링 전체 압력에 지배적인 영향을 미침을 추정할 수 있다. 결국 이러한 HRD는 베어링 전체 부하지지능력에 영향을 미치고 있음으로 충분히 보여주고 있다.

저어널의 속도 증가와 편심의 증가에 따른 압력분포는 Fig. 4와 Fig. 5에 잘 표현이 되어 있으며, 공기 유막내에서도 HRD가 발생할 수 있음을 고려하여야 한다.

Fig. 4 DmN 200,000에서의 압력분포를 보여주고 있다. DmN 200,000에서는 편심량이 적을 때 거의 정압 압력 현상을 보이고 편심량이 증가함으로서 편심에 의한 베어링의 간극이 좁아지는 부근(베어링 원주방향 100~250°)에 편심으로 인하여 간극이 좁아짐으로써 쇄기효과에 의한 HRD가 발생하고 있음을 보여주고 있다. 이러한 현상은 저어널의 속도가 증가함으로써 더욱더 크게 발생한다.

Fig. 5는 저어널의 속도 더욱더 증가시켰을 때 베어링의 압력분포를 보여주고 있다.

Fig. 4에 비해서 저어널의 속도와 편심의 증가에 의한 HRD가 두드러지게 발생함으로써 베어링 내부에 공기 공급압력의 수배이상의 유막압력이 형성됨으로써 베어링 전체 부하지지력에 영향을 미치고 있음을 충분히 예측할 수 있다.

따라서 Fig. 4과 Fig. 5의 결과는 Singh[1], 한[2], 반[3]의 연구결과에 의한 속도가 증가할수록, 베어링의 간극이 줄어들수록 베어링의 동적계수가 증가한다는 결과는 공기정압베어링 내부에서도 HRD 현상이 발생할 수 있음을 보여주는 연구 결과라 볼 수 있다.

미소간극내에서 고속운전시 발생할 수 있는 HRD 현상은 공기 공급구의 위치에 따라서도 압력분포의 변화가 있음을 예측할 수 있다. 이러한 압력분포의 변화는 베어링의 부하지지능력에 영향이 있음이 판단 된다. 지금까지 외부가압형 2열 급기공 공기베어링에서 속도의 증가와 편심에 의한 내부 압력분포예측을 계산하여 왔다. 계산의 결과에 따르면 베어링 설계변수중의 하나인 베어링의 전체길이에서 급기공의 위치 또한 베어링 내부의 압력분포 변화가 충분히 있을것으로 추정

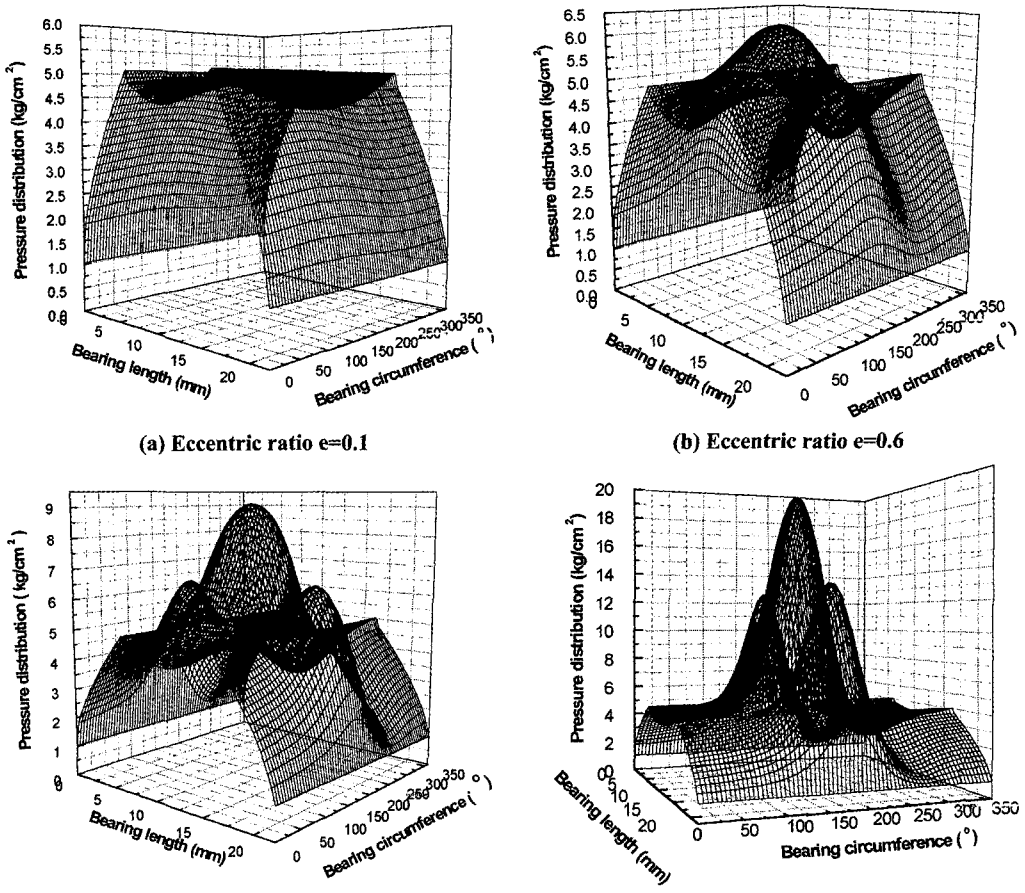


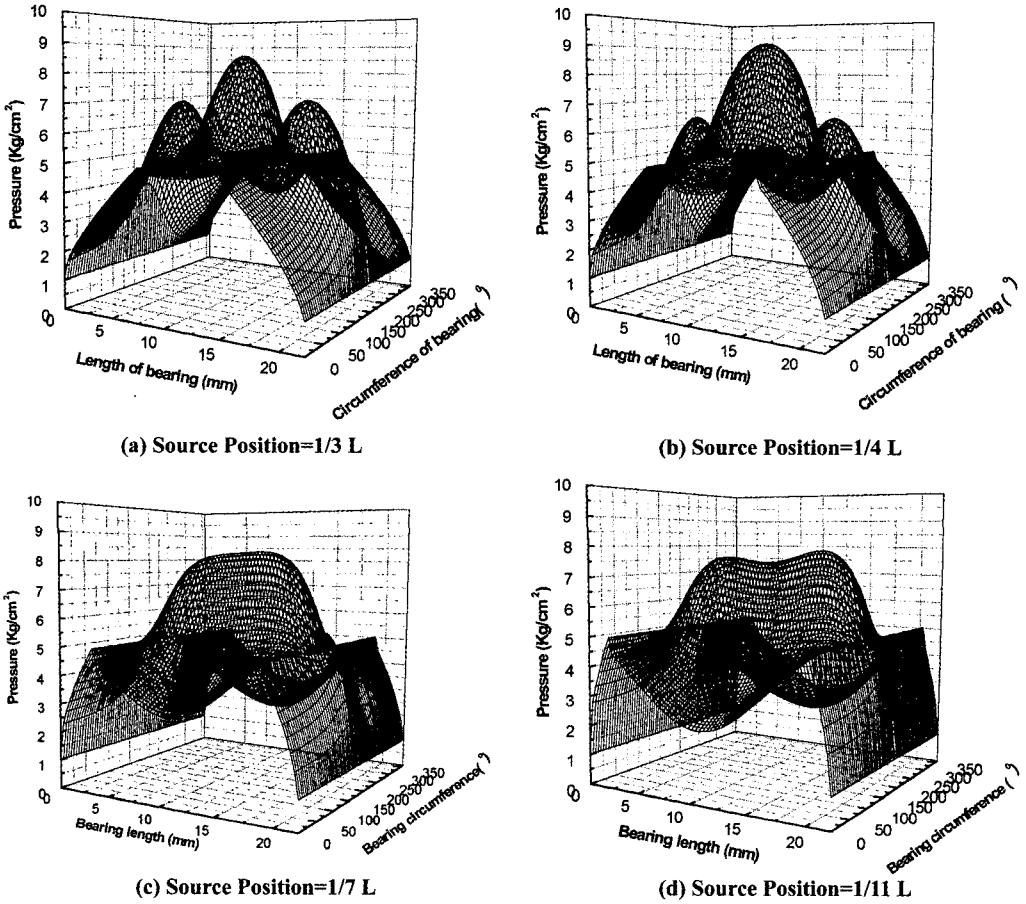
Fig. 5. Pressure distribution according to the eccentric ratio in DmN 2,000,000 (Ps/Pa=5, L/D=1,source positon=1/4L).

할 수 있을것으로 사료되어진다.

저어널의 고속회전 영역에서 편심율이 0.6일 때 공급구의 위치에 따라 압력의 변화를 Fig. 6에서 보여주고 있다. Fig. 6에서는 저어널에 부하하중이 작용할 경우 공기 급기구의 위치에 따라 압력분포 형태가 다른 양상으로 변화함을 보여주고 있다. 베어링의 압력분포는 부하지지력을 결정하는 주요 변수로서 압력분포의 변화는 부하지지능력의 변화를 가져올 수 있음을 말해준다고 할 수 있을 것이다. 속도에 따른 부하지지력의 계산과 공기 급기구 선정에 관한 설계가 다시 고려되어 져야함을 보여 준다고 할 수 있다.

Fig. 6의 (a)와 (b)을 비교하여 볼 때 압력 분포의 형태는 비슷하게 보이고 있으나 크기는 급기공의 위치가 1/3 L 보다는 1/4 L의 압력이 높게 나타내고 있다. 결국 공기 공급원의 위치를 통상 설계치 보다 좁게 설계한다는 것은 문제가 있음으로 보여주고 있으나, (b)와 (c)를 비교하여 보면 아주 다른 형태의 압력분포를 보여주게 된다. 공급원의 위치가 1/7 L에 위치할 때 베어링의 길이 방향으로 넓게 전역에 거쳐 하이드로 다이나믹 압력 분포를 보여주게 되는데 이러한 압력분포는 전체베어링의 부하지지능력의 크기를 증대시켜주는 효과를 보여줄 것으로 추정이 되어 진다. 2열 급기공의 간격을 좁더 넓게 위치할 경우 (c)와 (d)의 비교해보면 (d)의 압력 분포는 베어링의 중앙부에 압력이 떨어지는 현상을 보여주는데 이는 공급원의 위치가 베어링의 끝단으로 너무 많이 치우치면 음압의 영향에 의해서 하이드로 다이나믹의 압력분포도 떨어질 수 있음으로 보여주고 있다.

Fig. 6의 압력크기와 분포형태를 Fig. 7에서 등고선 분포로 나타냄으로써 좀더 자세히 관찰 할 수 있다.



(a) Source Position=1/3 L (b) Source Position=1/4 L

(c) Source Position=1/7 L (d) Source Position=1/11 L

Fig. 6. Pressure distributions in air-lubricated journal bearing according to the air source positions (L/D=1, Ps=5 atm, DmN=2,000,000, Eccentric ratio e=0.6).

Fig. 7의 그림에서 전체적인 압력분포를 살펴볼 때 우선적으로 Source position=1/3 L과 Source position=1/4 L 보다는 Source position=1/7 L과 Source position=1/11 L이 HRD에 의한 높은 압력이 넓게 분포함으로써 Source position=1/7 L과 Source position=1/11 L이 베어링을 지지하는 능력이 우수하다라는 사실을 쉽게 판단할 수 있으리라 생각된다.

그리고 Source position=1/7 L과 Source position=1/11 L을 비교하여 보면 원주방향 100~250° 부근의 압력분포가 1/11 L이 더 낮게 나오고 있음을 보여주고 있는데 베어링 원주방향 250° 이후의 압력분포를 보면 1/11 L의 압력이 1/7 L 보다 더 떨어져 있음을 보여주고 있다.

이는 베어링의 공기 공급구의 위치가 양끝단에 너무 치우쳐 있음으로 베어링 중앙부위에 음압현상에 의하여 베어링의 중앙부 압력이 급격히 떨어지는 것으로 추측된다. 이와 같은 현상은 편심율이 증가함으로써 더욱더 두드러지게 발생함으로 보여주었다.

지금까지는 레이놀즈 방정식을 이용하여 급기구의 위치에 따른 압력분포 변화에 대하여 분석하여 왔다. 실제적으로 이와 같은 압력분포가 베어링성능을 결정하는 부하지지능력은 어느 정도가 되는지에 관하여 압력을 적분함으로써 계산이 가능하다.

4. 베어링 부하지지능력

스핀들 설계시 제작 스핀들의 가공성능을 결정함에 있어서 공기베어링의 설계요소에 따른 부하지지능력의 계산은 필수 적이라 할 수 있다. 스핀들용 공기베어링은 피삭재를 가공하는 동안 절삭저항에 의한 동적하중

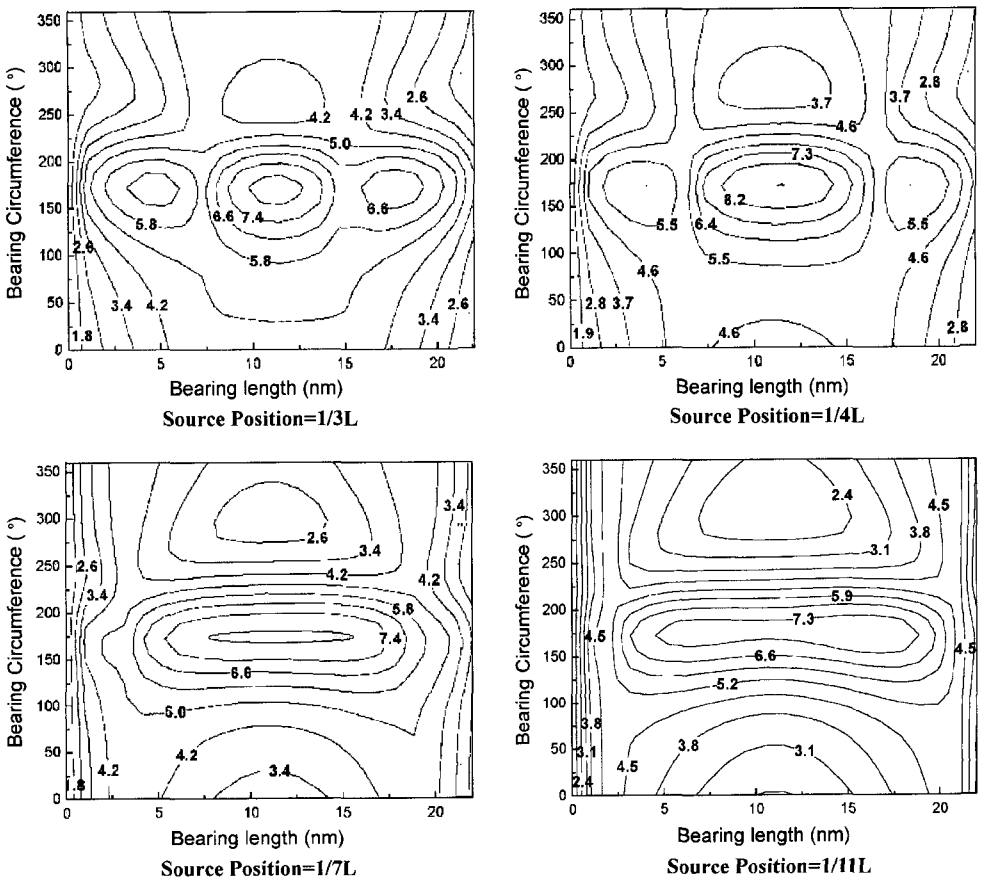


Fig. 7. Pressure distribution according to source positon in DmN 2,000,000 (Ps/Pa=5, L/D=1, eccentricity ratio e=0.6).

을 받게 되기 때문에 축 중심이 변함으로써 편심량은 절삭력에 따라 비례적으로 증가하게 되고 최대 편심량의 한계치는 부하 지지능력을 결정하는 요소가 된다고 할 수 있다. 고속 스핀들용 공기 정압 베어링의 부하지지능력은 각 노드에서 계산된 압력값으로부터 계산을 할 수 있다. 계산식은 다음과 같이 정리 하여 계산하였다.

$$W_x = \frac{F_{px}}{P_a LD} = -\int_0^L \int_0^{2\pi} P \cos\theta \, R \, dx \, dy \tag{16}$$

$$W_y = \frac{F_{py}}{P_a LD} = -\int_0^L \int_0^{2\pi} P \sin\theta \, R \, dx \, dy \tag{17}$$

F_{px}: hybrid pressure force of x axis
F_{py}: hybrid pressure force of y axis

전체 부하지지능력 능력은 다음과 같이 표현이 된다.

$$W = \sqrt{W_x^2 + W_y^2} \tag{18}$$

계산결과 Fig. 8에서 보는 바와 같이 종래의 공기 베어링의 급기구의 위치 베어링 전체 길이의 베어링길이의 양 끝단으로부터 1/4 L 위치와는 달리 1/7 L의 위치에서 베어링 전체 부하지지능력의 크기가 크게 나타내고 있음을 보여주고 있는데, 이는 저어널의 고속회전과 편심량의 크기가 변화함에 따라서 외부가압의 정적인 압력의 영향 보다는 HRD 압력의 영향을 지배적으로 받고 있기 때문으로 분석하고 있다.

5. 결 론

외부 가압형 공기 베어링에서 급기구의 위치에 따른 베어링 유막력의 특성과 부하지지능력을 이론적으로 분석함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

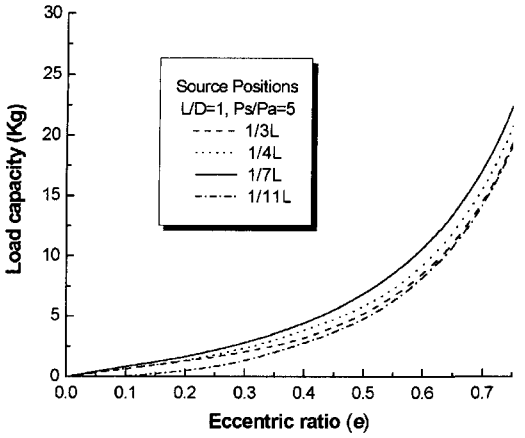


Fig. 8. The loading force according to the eccentric ratio and source positions (L/D=1, Ps=5 atm, DmN= 2,000,000).

1. 2열 외부가압 공기 베어링을 고속회전체에 적용할 경우 공기 유막에서도 저어널의 속도와 편심에 의한 HRD 현상이 발생할 수 있음을 보여주었다.

2. 베어링 설계시 노즐의 위치에 따라 공기 유막의 HRD 효과에 의한 베어링의 압력분포가 달라지게 되고 이는 베어링 성능에 영향을 미침을 보여주었다.

3. 베어링의 급기구 위치는 베어링끝단에서 베어링 전체길이의 통상 설계치 1/4 L의 위치보다는 1/7 위에 선정하는 것이 동적 강성 측면에서 유리함을 이론을 통하여 보여주었다.

후 기

본 연구는 부산대학교 정밀정형 및 금형가공 연구센터를 통한 한국과학재단 우수연구센터 지원금에 의한 것입니다.

참고문헌

1. D.V. Singh, R. Sinhasan and S.S. Wadhwa, "Dynamic performance of plain gas journal bearing," *Tribology international*, 1984, Vol.15 pp33-41.
2. 한상욱, 석사학위논문, "외부가압 공기저어널 베어링의 동적계수에 관한 실험적 연구," 한국과학기술원, 1989.
3. 반종억, 석사학위논문 " 외부가압기체의 국부조절에 의한 기체베어링의 안정성 향상에 관한 연구," 한국과학기술원, 1989.
4. Z. Kazimierski, L. Brzeski T. Lech "Experimental investigations of precision spinles equipped with high stiffness gas journal bearings," *Precision Engineering* **23**, 1999, pp.155-163.
5. S. Yoshimoto, Y. Anno, Y. Hirakawa, "Aerostatic thrust bearing with a self controlled restrictor employing a floating disk," *JSME Int.* Vol.37, No 2, 1994, pp.369-375.
6. J.W. POWELL, B. Sc.(Eng.), Ph.D., Westwind Turbines Ltd., Poole, "THE DESIGN AND DEVELOPMENT OF EXTERNALLY PRESSURISED BEARINGS," UNIVERSITY OF SOUTHAMPTON GAS-BEARING BEARING SYMPOSIUM, March-April 1965. Paper 7. pp. 1~16.
7. G.H. Jang, Y.J. Kim, "Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearing Considering Five Degrees of Freedom for a General Rotor-Bearing System," *ASME Journal of Tribology*, JULY 1999, Vol.121, pp.499-505.
8. Klit. p, Lund. J.W, "Calculation of Dynamic Coefficient of Journal Bearing Using a Variational Approach," *ASME Journal of Tribology, ASME Journal of Tribology*, 1986, VOL 108, pp.421-425.

기호설명

$\bar{P}$ = non-dimension pressure $\left(\frac{P_s}{P_a}\right)$
P_s = supply pressure
P_a = atmospheric pressure
U_j = journal velocity
R = radius of journal
ω = journal angular velocity
h = film thickness
$\bar{h}$ = non-dimension film thickness about journal base circle
e = eccentric ratio
C = mean clearance about journal base circle
η = air viscosity
θ = circumferential direction coordination
ζ = bearing length direction coordination
Λ = bearing number $\Lambda = \frac{6\eta w}{P_a}\left(\frac{D}{C}\right)^2$
D = bearing diameter
L = bearing length
L_2 = source position
W_x = film force to circumferential direction
W_y = film force to circumferential direction
W = total film force