

극소공기막을 갖는 공기윤활 슬라이더 베어링의 윤활해석에 관한 연구

황 평*, 양 승 한**

영남대학교 기계공학부*, 영남대학교 대학원**
경상북도 경산시 대동 214-1

Abstract

The static characteristics of air-lubricated slider bearing were performed using direct numerical method. The equations of motion of slider bearing are solved simultaneously with the Reynolds equation for three degrees of freedom. The molecular rarefaction effect is considered. The models implemented include the first-order slip, the second-order slip, and the Boltzmann equation model derived by Fukui and Kaneko(FK model)

Key Words - air-lubricated slider bearing, direct numerical method, motion equation, flow model

1. 서 론

최근에 발달된 컴퓨터 산업은 새로운 현대 산업 사회를 주도하고 있다. 멀티미디어의 발달에 의한 컴퓨터의 사용이 더욱 증대하고 있으며 이에 따라 정보 저장 기구 특히 컴퓨터의 대표적인 보조기억장치인 하드 디스크(HDD)의 용량은 더욱 증대되고 있다. 이러한 추세에 발맞추어 극소 틸새의 윤활 해석에 관한 연구가 새로운 중요성을 띠게 되었다.

공기윤활 슬라이더베어링에 대해서는 Tang[1]이 대형 컴퓨터에 사용되는 헤드에 대하여 3자유도계의 운동 방정식을 고려하여 압축성, 등온 유체에 대한 2차원 레이놀즈 방정식을 FDM을 이용하여 연구하였으며, Ono[2]는 FDM과 교란법(Perturbation Method)을 이용하여 베어링의 동특성과 안정성에 관하여 연구하였다. 그 후 틸새가 줄어들며 따라 Mitsuya와 Fukui[3][4]는 압축성, 비압축성 유체에 대하여 Stokes 거칠기를 고려한 Navier-Stokes Equation을 이용하여 연구하였으며, Miu, Bogy[5]와 Mitsuya, Ohkubo[6]는 극소공기막에서 공기윤활 슬라이더베어링의 거동에 대하여 실험을 수행하였다. Ruiz, Bogy[7],[8]는 컴퓨터 하드 디스크의 헤드-디스크 부분, 특히 서스펜션부인 로드암을 고려하여 FEM해석을 하였으며, Mitsuya와 Ota[9]는 헤드와 디스크 표면의 흡착을 방지

하기 위한 텍스처를 고려하여 연구하였다.

한편, 공기막의 구께가 점차 줄어들게 됨에 따라 공기의 유동을 기술하기 위한 방법들이 제안되었다. Burgdorfer는 1차 미끄럼을 고려하였으며, Hsia와 Domoto[10]는 2차 미끄럼까지 고려하였다. Fukui와 Kaneko[11]는 공기의 운동을 기술하는 기본적인 식인 Boltzmann식을 이용하여 해를 구하였다.

본 연구에서는 헤드의 3자유도 운동(Excursion, Pitching, Rolling)에 의한 모멘트의 평형 조건에 의하여 각각의 각도를 구하며, 평형이 되는 상태에서의 유막 압력 분포를 Direct Method를 이용하여 구하며, 이를 통하여 슬라이더베어링의 정특성을 구한다.

2. 이론 해석

2.1 공기윤활 슬라이더 베어링의 모델링

공기윤활 슬라이더 베어링을 Fig.1에 나타내었다. h_1 과 h_2 는 각각 베어링의 입구와 출구에서의 공기막 두께를 나타낸다. 여기서 슬라이더 베어링은 지지부로부터 F_0 의 힘을 받으며, 이는 공기막에 의해 발생된 압력과 균형을 이루도록 상하 운동을 하게 되며, 또한 하중점을 중심으로 pitching 운동과 rolling운동을 하게 된다. 이때의 3 자유도 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{z} = \iint_{00}^{LB} (p - p_a) dx dy - mg - F_0 \quad (1)$$

$$I_\alpha \ddot{\alpha} = (L_p - L_g) F_0 - \iint_{00}^{LB} (p - p_a) (x - L_g) dx dy \quad (2)$$

$$I_\beta \ddot{\beta} = \iint_{00}^{LB} (p - p_a) (y - B_g) dx dy \quad (3)$$

여기서,

\ddot{z} , $\ddot{\alpha}$, $\ddot{\beta}$: 각 방향에서의 가속도 및 각가속도

I_α , I_β : moment of inertia

m : 슬라이더 베어링의 질량

L_p : pivot지점의 거리

L_g , B_g : 무게 중심의 거리

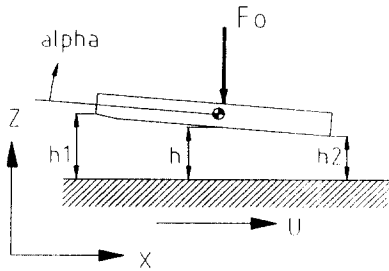


Fig.1 Geometry of air-lubricated zlider bearing

2.2 지배 방정식

공기윤활 베어링의 압력 분포 해석을 위하여 유도된 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(Qph^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(Qph^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ & = 6\mu U \frac{\partial (ph)}{\partial x} + 6\mu V \frac{\partial (ph)}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial (ph)}{\partial t} \end{aligned} \quad (4)$$

윗 식을 무차원화하기 위하여 무차원 변수를 다음과 같이 둔다.

$$P = \frac{p}{p_a} \quad H = \frac{h}{h_2} \quad X = \frac{x}{L} \quad Y = \frac{y}{B} \quad T = \omega_0 t$$

여기서 L 과 B 는 각각 슬라이더의 길이와 폭을, $\omega_0 (2\pi U / L)$ 는 기준 각속도를 나타낸다.

위의 무차원 변수를 대입하여 무차원화된 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial X} \left[\bar{Q} PH^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right] + \left(\frac{L}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Y} \left[\bar{Q} PH^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right] \\ & = \Lambda_X \frac{\partial (PH)}{\partial X} + \Lambda_Y \frac{\partial (PH)}{\partial Y} + \sigma \frac{\partial (PH)}{\partial T} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, $\Lambda_X = \frac{6\mu UL}{p_a h_2^2}$ 와 $\Lambda_Y = \frac{6\mu VB}{p_a h_2^2}$ 는 압축성 계

수(Compressibility Number)를, $\sigma = \frac{12\mu\omega_0 L^2}{p_a h_2^2}$ 는 압

착 계수(Squeeze Number)이다.

한편, 공기막 두께가 공기의 분자 평균 자유 거리(Molecular Mean Free Path)에 이르게 되면 기체의 입자성에 기인하는 불연속 유체로서의 특성이 포와젤리 유동(Poiseuille flow)에 나타나게 되며, 이는 닷센수(Knudsen Number)에 의해 결정된다. 이를 위해 수정된 여러가지 모델이 있으며 아래에 이를 표시한다. 식 (6)은 연속체일때, 식 (7)은 Burgdorfer가 1차 미끄럼항까지 고려한 모델이며, 식 (8)은 Hsia와 Domoto[10]가 2차 미끄럼항까지 고려한 모델이다. 식 (9)는 Fukui와 Kaneko[11]가 공기의 운동을 기술하는 기본적인 식인 Boltzmann식을 이용하여 구한 모델이다.

$$\bar{Q} = 1 \quad \text{Continuum} \quad (6)$$

$$\bar{Q} = 1 + 6 \frac{Kn_0}{PH} \quad \text{1st order slip flow model} \quad (7)$$

$$\bar{Q} = 1 + 6 \frac{Kn_0}{PH} + 6 \left(\frac{Kn_0}{PH} \right)^2 \quad \text{2nd order slip flow model} \quad (8)$$

$$\bar{Q} = 1 + 6.820 \frac{Kn_0}{PH} + 8.311 \left(\frac{Kn_0}{PH} \right)^2 \quad \text{FK model} \quad (9)$$

여기서, $Kn_0 = \frac{\lambda}{h_2}$ 는 닷센수(Knudsen Number)를 나타내며, λ 는 공기의 분자 평균 자유 거리로 대기압, 상온하에서 $65.21 \times 10^{-9} m$ 이다.

3. 윤활 해석

직접해법[12]을 이용하여 윤활면 위의 모든 절점에서의 압력을 구할 수 있으며 이로부터 다음과 같은 무차원 하중 지지 용량을 얻을 수 있다.

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a BL} = \int_0^1 \int_0^1 (P-1) \alpha X dY \quad (10)$$

4. 해석 결과의 고찰

현재 사용되고 있는 헤드 슬라이더의 속도 분포는 $10m/s \sim 30m/s$ 정도로, 본 논문에서는 이 범위에서의 정특성을 구한다.

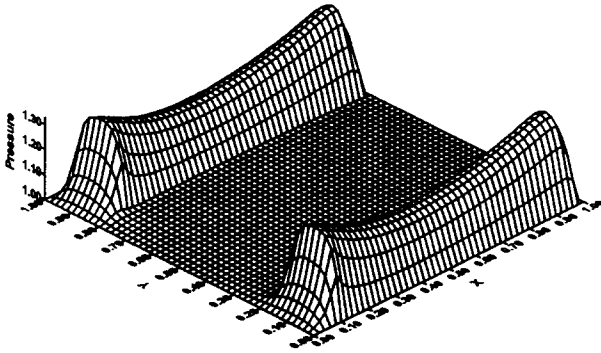


Fig. 2 Pressure distribution of air-lubricated slider bearing

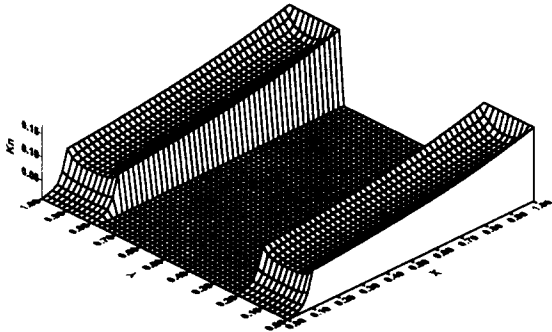


Fig.3 Local knudsen number distribution of air-lubricated slider bearing

Fig. 2는 선속이 $10m/s$ 일 경우에 대한 압력 분포를 나타내는 것으로, 말안장 모양으로 양쪽 레일에 분포되어 있으며 최대값은 $P_{max} = 1.3297$ 이다.

Fig. 3은 선속이 $10m/s$ 일 경우에 각 지점에서의 낫센수를 나타내는 것으로, 이는 각 지점에서의 압력과 공기막 두께의 곱에 반비례하는 관계를 가지고 있다.

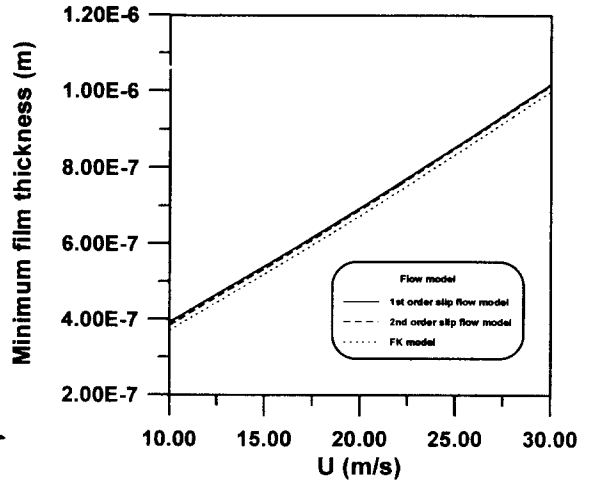


Fig. 4 Minimum film thickness versus velocity

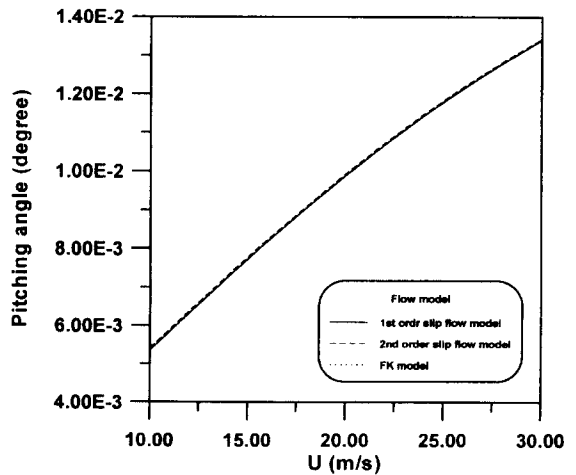


Fig. 5 Pitching angle versus velocity

Fig. 4는 속도의 변화에 따른 최소 공기막 두께를 나타내는 것으로 속도가 증가함에 따라 선형적으로 증가하게 되는 것을 알 수 있으며, 각각의 유동 모델에 따라 약간의 차이를 나타내고 있다.

Fig. 5는 속도의 변화에 따른 pitching각의 변화를 나타내는 것으로, 각각의 유동 모델에 따른 변화는 거의 확인할 수 없었다.

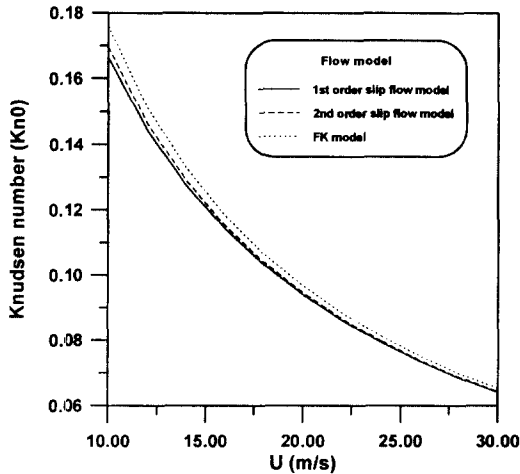


Fig. 6 Knudsen number versus velocity

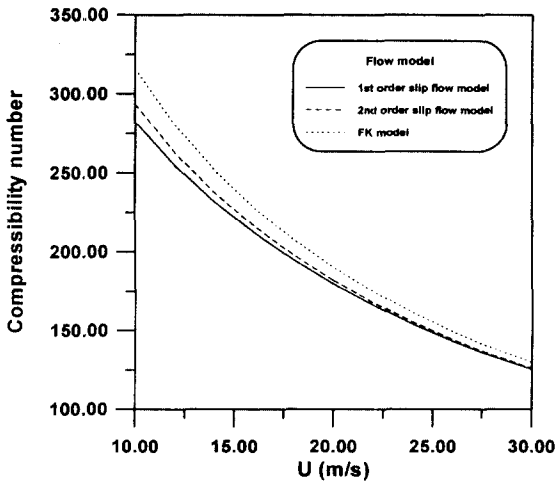


Fig. 7 Compressibility number versus velocity

Fig. 6은 최소 공기막 두께 즉, 출구에서의 너셀수의 변화를 나타내는 것이다. 속도가 적은 경우에 각각의 유동 모델에 따라 차이가 크게 나며, 속도가 증가함에 따라 차이가 줄어들게 된다.

Fig. 7은 압축성 계수의 변화를 나타내는 것으로 Fig. 6과 같은 경향을 나타낸다.

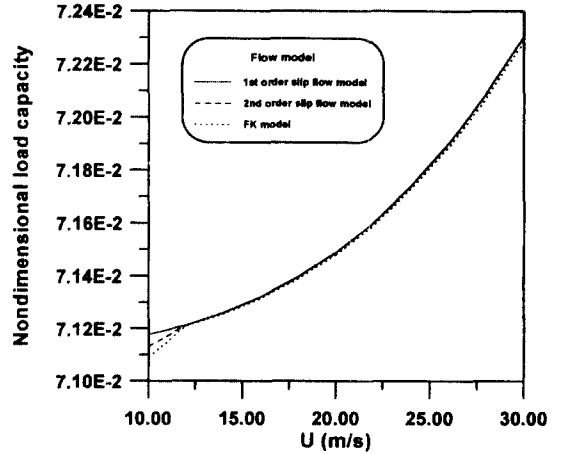


Fig. 8 Nondimensional load capacity versus velocity

Fig. 8은 무차원 하중 용량을 나타내는 것으로, 속도가 적은 영역에서 각각의 유동 모델의 차이가 나타나게 된다.

5. 결 론

속도가 증가함에 따라 최소 공기막 두께, 피칭각, 무차원 하중 지지 용량은 증가하게 되나 각각이 증가하는 양상은 조금씩 다르며, 최소 공기막 두께에서의 너셀수와 압축성 계수는 같은 양상으로 감소하게 된다.

각각의 유동 모델에 따른 차이는 너셀수에 따라 확인할 수 있다. 이는 불연속 유체로서의 특성이 포와젤리 유동항(Poiseuille flow)에 기인되기 때문이다. 너셀수가 클수록, 이 경우에는 속도가 적을수록 유동 모델에 따른 값에서 차이가 나게 된다.

참고 문헌

[1] Tang, T, 1971, "Dynamics of Air-Lubricated Slider Bearings for Noncontact Magnetic Recording", J. of

Lubr. Techn., Trans. ASME, Series F, Vol. 93, pp. 272-278.

[2] Ono, K., 1975, "Dynamic Characteristics of Air-Lubricated Slider Bearing for Noncontact Magnetic Recording", J. of Lubr. Techn., Trans. ASME, Series F, Vol. 97, pp. 250-260.

[3] Mitsuya, Y. and Fukui, S., 1986, "Stokes Roughness Effects on Hydrodynamic Lubrication. Part I -Comparison Between Incompressible and Compressible Lubricating Films", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 108, pp. 151-158.

[4] Mitsuya, Y., 1986, "Stokes Roughness Effects on Hydrodynamic Lubrication. Part II -Effects Under Slip Flow Boundary Conditions", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 108, pp. 159-166.

[5] Miu, D.K. and Bogy D.B., 1986, "Dynamics of Gas-Lubricated Slider Bearings in Magnetic Recording Disk Files- Part I :Experimental Observation", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 108, pp. 584-588.

[6] Mitsuya, Y. and Ohkubo, T., 1987, "High Knudsen Number Molecular Rarefaction Effects in Gas-Lubricated Slider Bearings for Computer Flying Heads", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 109, pp. 276-282.

[7] Ruiz, O.J. and Bogy D.B., 1990, "A Numerical Simulation of the Head-Disk Assembly in Magnetic Hard Disk Files: Part I - Component Models", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 112, pp. 593-602.

[8] Ruiz, O.J. and Bogy D.B., 1990, "A Numerical Simulation of the Head-Disk Assembly in Magnetic Hard Disk Files: Part II - Solution of the Coupled System", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 112, pp. 603-613.

[9] Mitsuya, Y. and Ota, H., 1991, "Stiffness and Damping of Compressible Lubrication Films Between Computer Flying Heads and Textured Media: Perturbation Analysis Using the Finite Element Method", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 113, pp. 819-827.

[10] Hsia, Y.T. and Domoto, G.A., 1983, "An Experimental Investigation of Molecular Rarefaction Effects in Gas Lubricated Bearings at Ultra-Low Clearance", J. of Lubr. Techn., Trans. ASME, Series F, Vol. 105, pp. 120-130.

[11]Fukui, S. and Kaneko, R., 1988, "Analysis of Ultra-Thin Gas Film Lubrication Based on Linearized Boltzmann Equation:First Report-Derivation of a Generalized Lubrication Equation Including Thermal Creep Flow", J. of Trib., Trans. ASME, Series F, Vol. 110, pp. 253-262.

[12]박상신, 장인배, 황 평, 한동철, 1991, "극소공기막을 갖는 공기베어링의 직접수치해법을 이용한 정적해석", 대한기계학회 논문집 제15권 제1호, pp. 120-126.

부 록

앞에서 구한 값은 모두 IBM 3370 Slider 에 대하여 구한 것이며, 아래에 이의 제원을 표시한다.[7]

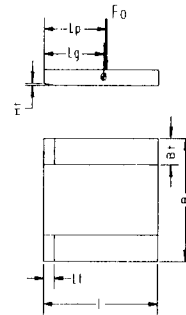


Fig. 9 Dimensions of air-lubricated slider bearing

$$L = 0.4064 \times 10^{-2} m$$

$$B = 0.3202 \times 10^{-2} m$$

$$L_1 = 0.3810 \times 10^{-3} m$$

$$B_1 = 0.6860 \times 10^{-3} m$$

$$H_1 = 0.5542 \times 10^{-5} m$$

$$L_p = 0.2170 \times 10^{-2} m$$

$$L_g = 0.2142 \times 10^{-2} m$$

$$m = 0.7207 \times 10^{-5} kg_f s^2 / m$$

$$I_\alpha = 0.1457 \times 10^{-10} kg_f ms^2$$

$$I_\beta = 0.7562 \times 10^{-11} kg_f ms^2$$

$$F_0 = 9.5 \times 10^{-3} kg_f$$