

하드디스크 슬라이더의 동적수치해석

김도완 · 임윤철*

연세대학교 대학원 기계공학과
*연세대학교 기계전자공학부

A Dynamic Simulation of the Slider in HDD

Do-wan Kim and Yoon-chul Rhim*

Graduate School Yonsei Univ.

*School of Electrical and Mechanical Eng. Yonsei Univ.

Abstract – The dynamic simulation of slider in hard disk drive is performed using Factored Implicit Finite Difference method. The modified Reynolds equation with Fukui and Kaneko model is employed as a governing equation. Equations of motion for the slider of three degrees of freedom are solved simultaneously with the modified Reynolds equation. The transient responses of the slider for disk step bumps and slider impulse forces are shown for various cases and are compared for the iteration algorithm and new algorithm.

Key words – slider, factored implicit finite difference, fukui and kaneko model, step bump, impulse force.

1. 서 론

컴퓨터의 주기억장치인 hard disk drive(HDD)의 평균 저장용량과 데이터 입출력 속도에 의해 결정되어 있는데 이러한 성능을 향상시키기 위해 입출력 헤드와 자기 디스크 사이의 간극을 감소시키려는 노력이 끊임없이 계속되어 왔다.

디스크의 기록밀도가 증가함에 따라 트랙 피치가 줄어들면서 헤드의 크기가 작아졌고 디스크와의 사이 간극도 점점 더 줄어들었다. 이에 따라 헤드와 디스크 사이의 접촉 빈도도 증가하게 되었는데 접촉은 헤드와 디스크의 결함과 직접적으로 관련이 있으므로 이의 방지를 위한 슬라이더의 설계가 필요하며 정상 상태에서의 공기베어링 해석뿐만 아니라 슬라이더의 동적 거동에 관한 연구도 필요하다.

Tang[1]의 슬라이더 공기베어링에 대한 동적 거동 해석을 시작으로 Ono[2]는 섭동법을 사용하여 주파수 영역에서의 디스크 진동에 대한 슬라이더 공기베어링의 동적 응답을 계산하였다. Kogure 등은[3] 또한 섭

동법을 근거로 한 주파수 영역을 사용하여 부압 슬라이더(negative pressure slider)의 동적 거동 해석을 수행하였다. Miu와 Bogy[4]는 White와 Nigam[5]의 Factored Implicit Finite Difference(FIFD) scheme을 사용하여 평면테이퍼 슬라이더의 거동 해석을 수행하였다. Ruiz와 Bogy[6]는 기존의 레이놀즈 방정식에 Fukui and Kaneko (FK, 1988)[7] 모델을 사용하여 슬립효과를 고려하여 해석하였다. 그들은 헤드-서스펜션 부품의 유한요소모델을 시뮬레이션 프로그램에 포함시켰으며 스텝범퍼, 트랙탐색, 크래쉬-스탑 동안의 평면 테이퍼 슬라이더의 응답을 구하였다.

기존의 수치해석 방법에서는 반복법을 주로 사용하였는데 본 연구에서는 계산시간을 절약할 수 있는 직접적인 방법을 사용하여 결과를 비교한다. 계산의 편의를 위하여 이미 잘 알려진 IBM3380 슬라이더를 택하고 헤드의 3자유도 운동(Bouncing, Pitching, Rolling)에 대한 평형 방정식을 세운 후 이로부터 각각의 값을 구한다. 평형 상태에서의 압력 분포는 FIFD 방법을 사용하여 구하고 이로부터 슬라이더 공기베어링

의 동적 거동을 해석한다.

2. 수치해석

2-1. 슬라이더 공기베어링 해석

Fig. 1과 2는 슬라이더 공기베어링의 형상과 좌표계를 나타낸다. IBM3380 슬라이더는 Fig. 1과 같이 평면 테이퍼를 갖는 두 개의 레일과 리세스 영역으로 이루어져 있으며 형상치수는 Table1과 같다.

슬라이더의 동적 거동 해석을 위해서는 공기베어링의 지배방정식인 레이놀즈 방정식을 주로 사용한다. 일정한 점성의 압축성 유체에 대한 무차원화된 레이놀즈 방정식을 구하면 다음과 같다.

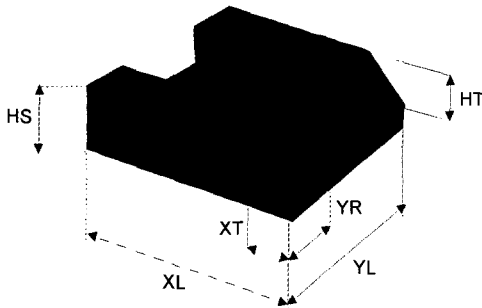


Fig. 1. Geometry of the IBM3380 slider.

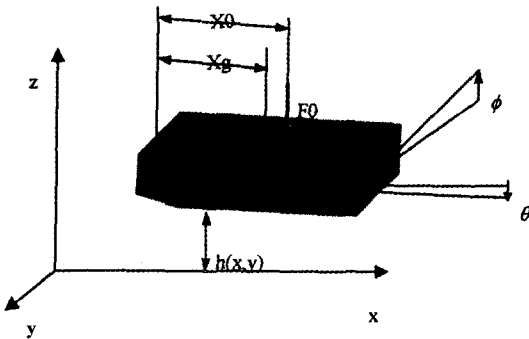


Fig. 2. Slider coordinate and geometry.

Table 1. Specification of the IBM3380 slider

HS	0.75E-3	HT	0.5542E-5
XL	0.405E-2	XT	0.381E-3
YL	0.300E-2	YR	0.500E-3
Xg	0.2025E-2	X0	0.2162E-2
F0	15gf		

$$\frac{\partial}{\partial X} (PH^3 Q_p \frac{\partial P}{\partial X}) + \frac{\partial}{\partial Y} (PH^3 Q_p \frac{\partial P}{\partial Y}) = \Lambda_x \frac{\partial PH}{\partial X} + \Lambda_y \frac{\partial PH}{\partial Y} + \sigma \frac{\partial PH}{\partial T} \quad (1)$$

여기서,

$$\sigma = \frac{12\mu\omega L_x^2}{P_a h_m^2}$$

이다. 헤드와 디스크 사이가 100 nm 이하의 간극으로 줄어들면 벽면부착 경계조건(no-slip condition)을 더 이상 사용할 수 없으며 기체의 입자성에 기인하는 불연속 유체로서의 특성이 포아제 유동항에 나타나게 되고, 이는 닷센수(Knudsen Number)에 의해 결정된다. 비연속성 효과를 고려하기 위한 슬립 경계조건 모델은 여러가지 있으나 본 연구에서는 Fukui와 Kaneko[7]가 제시한 선형화된 Boltzmann 방정식에 의거하여 구한 식 (3)과 같은 FK 모델을 사용하였다.

$$Q_p = 1 + 6.820 \frac{Kn}{PH} + 8.311 \left(\frac{Kn}{PH} \right)^2 \quad (3)$$

여기서, $Kn = \lambda/h_2$ 는 닷센수를 나타내며, λ 는 공기 분자의 평균자유거리로 대기압, 상온에서 65.21 nm이고 h_2 는 슬라이더와 디스크 사이의 최소간극이다.

2차원 베어링에 대한 압축성 비정상 레이놀즈 방정식은 식 (4)와 같다.

$$\nabla (ph^3 \nabla p) + 6.82 \lambda_a P_a \nabla (h^2 \nabla p) + 8.311 (\lambda_a P_a)^2 \nabla \left(\frac{h}{p} \nabla p \right) = 6\mu \vec{\nabla} \nabla (ph) + 12\mu \frac{\partial ph}{\partial t} \quad (4)$$

2-2. 유한차분 수식화

식 (4)에 FIFD 방법을 적용하기 위해 새로운 변수 $z(x, y, t) = ph$ 를 도입하여 식 (4)의 각 항을 정리하면 다음과 같다.

$$\nabla \{ zh \nabla z - z^2 \nabla h + 6.820 \lambda_a P_a (h \nabla z - z \nabla h) + 8.311 (\lambda_a P_a)^2 \left(\frac{h}{z} \nabla z - \nabla h \right) \} = 6\mu \vec{\nabla} \nabla z + 12\mu \frac{\partial z}{\partial t} \quad (5)$$

여기에 x 편미분항 F 와 y 편미분항 G 를 정의하여 식 (5)를 정리하면

$$12\mu \frac{\partial z}{\partial t} = \frac{\partial F}{\partial x} + \frac{\partial G}{\partial y}, \quad (6)$$

$$F = zh \frac{\partial z}{\partial x} - z^2 \frac{\partial h}{\partial x} + 6.820\lambda_a P_a \left(h \frac{\partial z}{\partial y} - z \frac{\partial h}{\partial y} \right) + 8.311(\lambda_a P_a)^2 \left(\frac{h \partial z}{z \partial y} - \frac{\partial h}{\partial x} \right) - 6\mu U z, \quad (7)$$

$$G = zh \frac{\partial z}{\partial x} - z^2 \frac{\partial h}{\partial y} + 6.820\lambda_a P_a \left(h \frac{\partial z}{\partial y} - z \frac{\partial h}{\partial y} \right) + 8.311(\lambda_a P_a)^2 \left(\frac{h \partial z}{z \partial y} - \frac{\partial h}{\partial y} \right) - 6\mu V z \quad (8)$$

Modified Euler 공식을 사용하면 z^{n+1} 은 z 를 시간 레벨 n 과 $n+1$ 에서 구하여 적용하면

$$z^{n+1} = z^n + \frac{\Delta t}{2} (F_x^n + F_x^{n+1}) + O(\Delta t^3) \quad (9)$$

이므로 식 (6)을 식 (9)와 같이 유한차분의 형태로 식을 정리한다.

$$z^{n+1} = z^n + \frac{\Delta t}{24\mu} (F_x^n + G_y^n + F_x^{n+1} + G_y^{n+1}) + O(\Delta t^3) \quad (10)$$

F 와 G 는 z 에 대해 비선형 함수이므로 현시간 레벨에 대해 비선형 함수를 확장함으로써 선형화를 가능하게 할 수 있다.

$$t^n \leq t \leq t^{n+1}$$

$$F(x, y, t) - F(x, y, t^n) = \frac{\partial F^{(n)}}{\partial h} (h - h^n) + \frac{\partial F^{(n)}}{\partial h_x} (h_x - h_x^n) + \frac{\partial F^{(n)}}{\partial z} (z - z^n) + \frac{\partial F^{(n)}}{\partial z_x} (z_x - z_x^n) + O(\Delta t^2)$$

$$G(x, y, t) - G(x, y, t^n) = \frac{\partial G^{(n)}}{\partial h} (h - h^n) + \frac{\partial G^{(n)}}{\partial h_y} (h_y - h_y^n) + \frac{\partial G^{(n)}}{\partial z} (z - z^n) + \frac{\partial G^{(n)}}{\partial z_y} (z_y - z_y^n) + O(\Delta t^2) \quad (11)$$

식 (11)을 식 (10)에 대입하고 수식의 간편화를 위해 표기법을 사용하여 정리하면

$$z^{n+1} = z^n + \frac{\Delta t}{24\mu} \left[F_x^n + G_y^n + \frac{\partial}{\partial x} \{ F^n + A(h^{n+1} - h^n) + B(h_x^{n+1} - h_x^n) + C(z^{n+1} - z^n) + D(z_x^{n+1} - z_x^n) \} + \frac{\partial}{\partial y} \{ G^n \right.$$

$$+ I(h^{n+1} - h^n) + J(h_y^{n+1} - h_y^n) + K(z^{n+1} - z^n) + L(z_y^{n+1} - z_y^n) \}] \quad (12)$$

$$z^{n+1} - \frac{\Delta t}{24\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (Cz^{n+1}) + \frac{\partial}{\partial x} (Dz_x^{n+1}) + \frac{\partial}{\partial y} (Kz^{n+1}) + \frac{\partial}{\partial y} (Lz_y^{n+1}) \right\} = z^n - \frac{\Delta t}{24\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (Cz^{n+1}) + \frac{\partial}{\partial x} (Dz_x^{n+1}) + \frac{\partial}{\partial y} (Kz^{n+1}) + \frac{\partial}{\partial y} (Lz_y^{n+1}) \right\} + \frac{\Delta t}{24\mu} \left[2F_x^n + 2G_y^n + \frac{\partial}{\partial x} \{ A(h^{n+1} - h^n) + B(h_x^{n+1} - h_x^n) + \frac{\partial}{\partial y} \{ I(h^{n+1} - h^n) + J(h_y^{n+1} - h_y^n) \} \} \right] \quad (13)$$

함수 ϕ 와 선형계산자 L_1, L_2 를 정의하여 복잡한 수식을 간단히 정리할 수 있다. 2차 시간 정확도를 유지하며 전개시킨 최종 식은 다음과 같다.

$$[1 - L_1][1 - L_2]\Delta z^n = \phi \quad (14)$$

$$L_1(x) = \frac{\Delta t}{24\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (C) + \frac{\partial}{\partial x} \left(D \frac{\partial}{\partial x} \right) \right\}$$

$$L_2(y) = \frac{\Delta t}{24\mu} \left\{ \frac{\partial}{\partial y} (K) + \frac{\partial}{\partial y} \left(L \frac{\partial}{\partial y} \right) \right\} \quad (15)$$

ϕ 는 식 (13)에서의 L_1, L_2 를 제외한 나머지 식을 가리킨다. 식 (14)에서 인수해법은 다음과 같은 절차에 의해서 해를 구할 수 있다.

$$[1 - L_1]\Delta z^* = \phi \quad (16)$$

$$[1 - L_2]\Delta z^n = \Delta z^* \quad (17)$$

식 (14)의 2차원 문제는 식 (16)과 식 (17) 두 개의 1차원 문제로 변환된다.

2-3. 슬라이더의 운동

공기베어링은 HDD 작동 중에 슬라이더를 디스크로부터 분리하는 아주 얇은 공기막이다. Fig. 2는 슬라이더 공기베어링을 나타내고 있으며 슬라이더는 서스펜션으로부터 무게중심과 조금 떨어진 곳에서 F_0 의 일정한 스프링 하중을 받고 있다. 본 연구에서는 3가지 운동에 대한 자유도를 구속하기 위해 주어진 서스펜션에 대한 해석 결과를 이용하여 공기베어링

에 대해 연구하기로 한다. 슬라이더는 공기막에 의해 발생된 압력과 균형을 이루도록 상하 운동인 바운싱 운동과 무게 중심을 중심으로 한 회전 운동인 피칭, 롤링 운동을 하게 된다. 이 때의 3 자유도 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = \int_A (p - p_a) dx dy + F \tag{18}$$

$$I_0 \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = \int_A (p - p_a)(x_g - x) dx dy + M_0 \tag{19}$$

$$I_0 \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = \int_A (p - p_a)(y - y_g) dx dy + M_0 \tag{20}$$

여기서,
 z, θ, ϕ : 각 방향으로의 위치 변위값,
 m, M_0, M_0 : 슬라이더에 가해지는 하중,
 I_0, I_0 : moment of inertia이다.

2-4. 공기베어링과 슬라이더 운동의 연계

슬라이더의 운동은 슬라이더 공기베어링 해석에서 보았던 수정 레이놀즈 방정식과 운동방정식을 동시에 풀어서 구한다. 레이놀즈 방정식은 유한차분법으로 계산하고, 슬라이더 운동방정식은 4th order Runge-Kutta 알고리즘을 이용하여 수치적분한다. 두 방정식에서 다음 시간 단계에서의 공기베어링 압력값과 운동 변수들은 모두 미지수이므로 두 방정식을 동시에 푸는 연계해석에는 특별한 처리가 필요하다. 다음 시간 단계의 슬라이더 위치에 해당하는 공기베어링 압력이 현 단계에서의 공기베어링 압력과 같다고 가정하여 다음 단계의 슬라이더 위치를 구한 후, 그 위치에서의 압력을 계산하고 Runge-Kutta 계산을 다시 반복하여 새로운 위치를 구하는데, 여기서 새롭게 구해진 위치와 앞에서 동일한 압력 가정 하에 구한 위치 차이가 주어진 범위 이내로 작아질 때까지 반복을 계속하는 반복알고리즘으로 두 방정식을 연계한다. 이러한 반복법에 대한 설명은 Miu와 Bogy [5]에 간단히 나와 있다. 본 연구에서는 이계 미분도함수를 두개의 연립 방정식으로 바꾸어 4차 Runge-Kutta를 적용할 때 다음 시간 단계의 압력값을 단순히 이전 시간의 압력값으로 가정하지 않고 $\frac{\Delta t}{2}$ 와 Δt 이후의 $k_{m,n}$ (n번째 종속변수에 대한 k의 m번째 값; $k_{m,n} = f_n[t_i + \frac{\Delta t}{2}, v_i + \frac{\Delta t}{2} k_{m-1,1}, z_i + \frac{\Delta t}{2} k_{m-1,2}]$) 을 레이놀즈

방정식을 직접 풀어 나온 압력값을 이용하는 새로운 알고리즘을 제시하여 비교해 보고자 한다. 이러한 반복 알고리즘과 새로운 알고리즘은 슬라이더 운동을 정밀하게 해석할 수 있으므로 공기베어링의 외란에 대한 과도응답을 구하는데 있어 적합한 알고리즘이다.

3. 수치해석에 의한 결과

3-1. 해석결과의 타당성 검토

수치해석 결과를 검증하기 위하여 Fig. 3에 플레인 썸기 슬라이더의 정적수치해석 결과를 나타내었다. 1980년 White와 Nigam[6]이 제시한 1차 슬립을 고려한 플레인 썸기 베어링의 정적압력 분포와 본 논문의 결과를 비교하면 상당히 잘 일치함을 알 수 있다. Fig. 3은 슬라이더의 간극 변화가 없다는 가정 하에 최소간극은 127 nm, 피치각은 100 μ rad으로 설정하고 균일 그리드로 계산한 결과이다. 압력그래프는 끝단에서 급격히 감소하며 최대 압력값은 끝단 부분에서 2.5기압으로 두 그래프의 모양이 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 1차와 2차 슬립을 모두 고려한 FK 모델의 결과는 최대압력이 2.5기압보다 조금 낮게 나오는데 이는 벽면에서의 슬립을 더욱 고려해준 결과로써 타당한 결과임을 알 수 있다.

Fig. 4에 나타난 IBM3380 슬라이더의 동적해석 결과, 초기 높이, 초기 로딩 속도에 관계없이 정상상태의 부상높이는 230 nm, 피치각은 80 μ rad, 톨각은 0.01 μ rad이라는 결과를 얻었으며 이러한 결과는 기존의 논문결과와 잘 일치하고 있다. Fig. 6과 7에 나타난 디스크 범퍼에 대한 과도응답 결과 또한 Miu와 Bogy [5]의 이론 및 실험결과와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

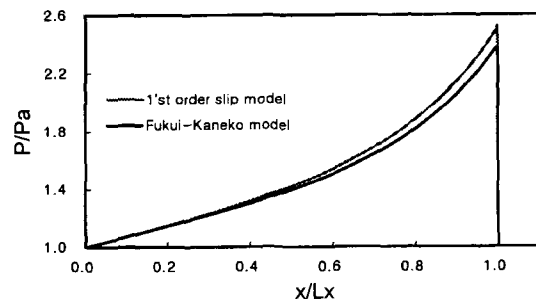


Fig. 3. Steady state pressure distribution along the center line of plane wedge slider bearing.

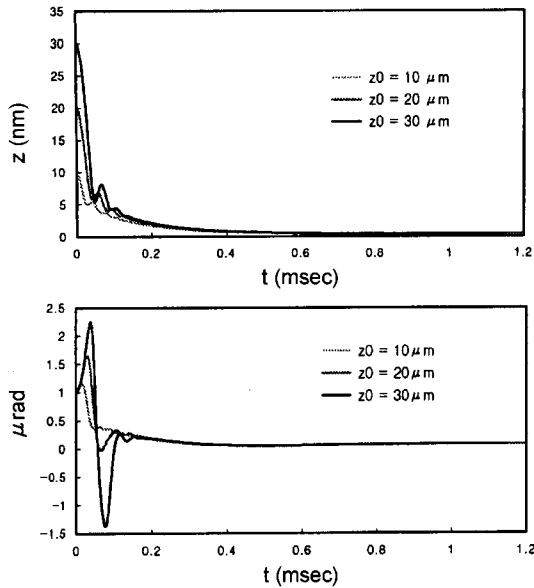


Fig. 4. Center and pitch motions of the slider for each initial height during dynamic simulation.

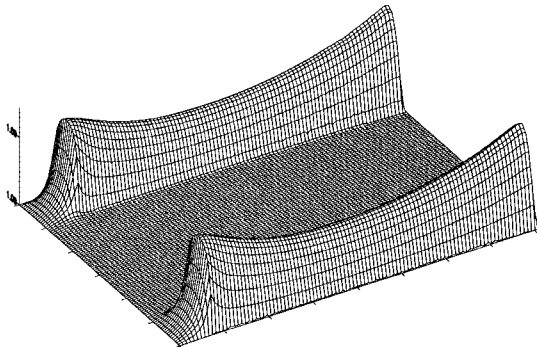


Fig. 5. Steady state pressure plot for the IBM3380 slider.

3-2. IBM3380 슬라이더의 동적 해석 결과

본 연구에서는 헤드-깃발 어셈블리의 영향을 단순히 스프링 모델을 사용하여 슬라이더의 운동을 표현하였다. 이러한 연구는 공기베어링 자체의 동특성에 초점을 두어 정적 부상 높이와 외란에 대한 동적 거동을 해석하는데 유용하다.

Fig. 4는 일정한 초기 로딩 속도에서의 여러 가지 초기 로딩 높이에 대한 슬라이더의 동적 거동 해석 결과이다. 정속으로 회전하고 있는 디스크 위를 자유 낙하하는 슬라이더는 로드/언로드 시스템과는 달리 디스크와의 충돌이 발생하지 않음을 알 수 있다. 이는 슬라이더가 처음부터 공기베어링 역할을 수행

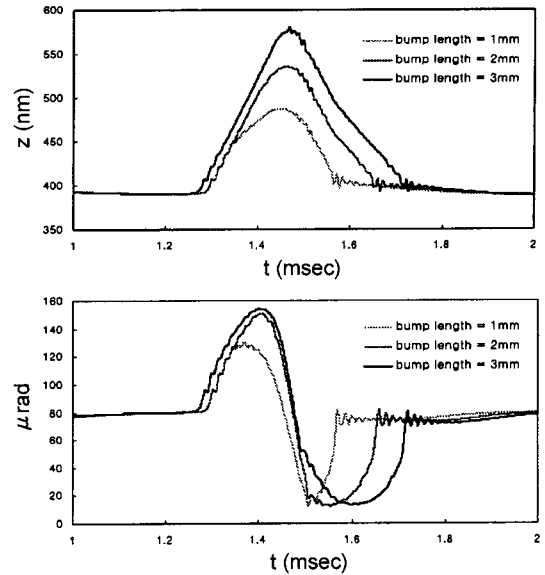


Fig. 6. Center and pitch motion of the slider due to 200 nm height bump.

하고 있기 때문이며 초기 로딩 높이에 관계없이 짧은 시간 내에 일정한 값으로 수렴한다.

3-3. 스텝범퍼에 대한 슬라이더의 응답해석

Fig. 6은 정상상태에 도달한 슬라이더가 200 nm의 일정한 높이를 가진 3가지 길이의 디스크 범퍼를 만났을 때 슬라이더의 과도응답 결과이다. 범퍼의 길이가 길수록 슬라이더는 더 크게 진동하고 슬라이더의 불안정한 상태는 오래 지속된다. 그러나 슬라이더의 운동은 공기베어링의 감쇠 기능에 의해 짧은 시간 내에 소멸된다.

Fig. 7은 동일한 길이에 대하여 범퍼 높이를 달리 한 경우의 결과이다. 역시 범퍼의 높이가 높을수록 슬라이더는 크게 진동하고 있음을 알 수 있다.

3-4. 임펄스에 대한 슬라이더의 응답해석

슬라이더 임펄스는 서스펜션을 통해 슬라이더를 직접 가진하는 대표적인 외부충격이다. 정상상태에 도달한 슬라이더에 서스펜션에 가해지는 정적하중 외에 임의 값의 임펄스 하중을 가하고 공기베어링의 응답을 계산함으로써 슬라이더의 거동을 해석한다. Fig. 8을 보면 임펄스의 크기가 클수록 슬라이더는 더욱 큰 진폭을 가지고 진동하고 있음을 알 수 있다. 그러나 공기베어링의 감쇠 기능에 의해 슬라이

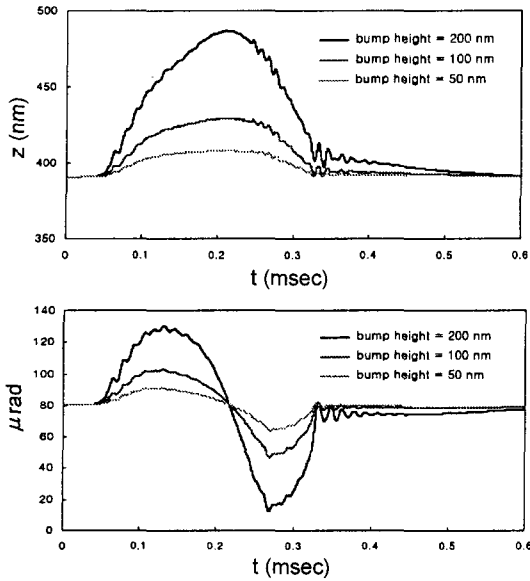


Fig. 7. Center and pitch motion of the slider due to 1 mm step bump.

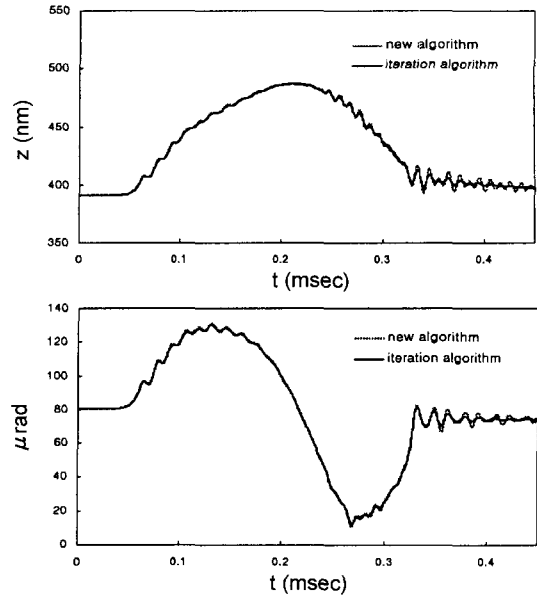


Fig. 9. Center and pitch displacement of the slider due to 1 mm step 200 nm bump.

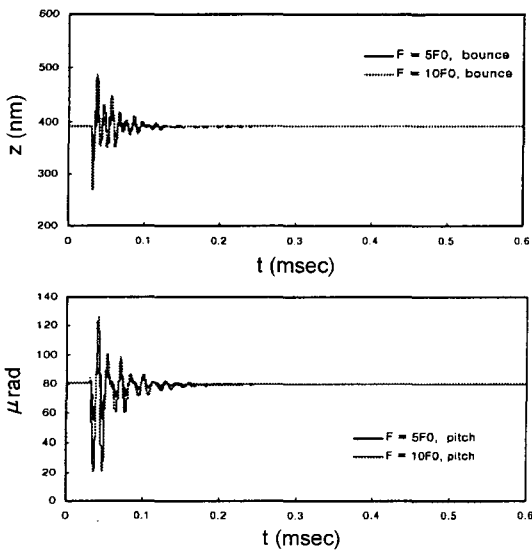


Fig. 8. Center and pitch motion of the slider due to slider impulse.

더의 진동은 짧은 시간 내에 소멸된다.

3-5. 반복 알고리즘과 새 알고리즘의 비교

이전 단계의 압력값을 다음 단계의 압력값으로 단순 가정하는 반복법은 외란이 없는 일반적인 상황에서는 압력 가정이 순조로우나 스텝범퍼나 임펄스 등

특별한 상황에서는 한번의 가정으로 다음 단계의 위치를 주어진 오차 범위 내에서 구하기 어렵다. 이러한 여러 번의 가정에 따른 시간상의 제약을 극복하기 위해 특별한 상황에서의 직접적인 연계해석 알고리즘을 시도하였다. 직접법은 2.5절에서 설명하였듯이 $k_{m,n}$ 을 구할 때 필요한 변수 t, v, z 를 실제값으로 f_0 에 대입하여 구하는 방법이다. 본 연구에서는 두 알고리즘을 적절히 병행하여 외란이 없는 경우는 반복법, 외란 발생시 직접법을 사용하였다. Fig. 9는 스텝범퍼를 만난 슬라이더의 거동을 두 알고리즘에 따라 해석한 결과인데 슬라이더의 거동은 거의 일치하고 있음을 확인할 수 있다. 다만 직접법에 의한 결과가 조금 큰 진폭을 갖고 진동하고 있음을 알 수 있는데 이는 운동방정식을 풀 때 단순 압력 가정이 아니라 직접 레이놀즈 방정식을 풀어 $k_{m,n}$ 값을 구하여 감쇠효과에 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 직접법은 8개의 $k_{m,n}$ 값을 구하는데 세번의 레이놀즈 방정식을 풀어야 하는 시간상의 불이익이 있으므로 외란이 없는 경우에는 사용하지 않는 것이 좋다.

4. 결 론

IBM3380 슬라이더의 동적거동을 FIFD법과 FK모

델을 사용하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 베어링 영역 내 압축성, 등은 유체에 대한 레이놀즈 방정식과 슬라이더 운동 방정식간의 동시 연계 해석을 위한 새로운 알고리즘을 소개하였다. 새로운 알고리즘에 의한 결과는 반복법에 의한 결과와 비슷한 진폭을 갖고 진동하다가 동일한 값으로 수렴하고 있음을 확인할 수 있다.

2. 디스크에 발생한 스텝범퍼에 대한 슬라이더의 과도 응답 해석 결과 스텝의 길이가 길고 높이가 높을수록 슬라이더는 더 큰 진폭을 갖고 진동한다. 그러나 슬라이더의 운동은 공기베어링의 감쇠 기능에 의해 짧은 시간 내에 소멸된다.

3. 외부 충격에 의해 가해질 수 있는 슬라이더 임펄스에 대한 과도 응답 해석 결과 임펄스의 크기가 클수록 슬라이더는 더 큰 진폭을 갖고 진동하며, 슬라이더 최소 간극의 거동을 분석하여 슬라이더와 디스크의 충돌을 피하기 위한 최대 임펄스를 예측할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 정보저장기기연구센터의 지원(과제번호 : 1999G0303)을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Tang, T., 1971, "Dynamics of Air Lubricated Slider Bearings for Noncontact Magnetic Recording," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, pp. 227-278.
2. Ono, K., 1975, "Dynamic Characteristics of Air-Lubricated Slider Bearing for Noncontact Magnetic Recording," ASME Journal of Tribology, Vol. 97, pp. 250-260.
3. Kogure, K., Fukui, S., Mitsuya, Y., and Kaneko, R., 1983, "Design of Negative Pressure Slider for Magnetic Recording Disks," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 7, pp. 496-502.
4. Miu, D., and Bogy, D. B., 1986, "Dynamics of Gas-

- Lubricated Slider Bearings in Magnetic Recording Disk Files," ASME Journal of Tribology, Vol. 108, pp. 584-593.
5. White, J. M., and Nigam, A., 1980, "A Factored Implicit Scheme for the Numerical Solution of the Reynolds Equation at Very Low Spacing," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 102, pp. 80-85.
6. Ruiz, O. J., and Bogy, D. B., 1990, "A Numerical Simulation of the Head Disk Assembly in Magnetic Hard Disk," ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 593-613.
7. Fukui, S., and Kaneko, R., 1988, "Analysis of Ultra-Thin Gas Film Lubrication Based on Linearized Boltzmann Equation," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 335-341.
8. Burgdorfer, A., 1959, "The Influence of Molecular Free Mean Path on the Performance of Hydrodynamic GasLubricated Bearings," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 81, No. 1, pp. 94-100.
9. Hsia, Y. T, Domoto. G. A, 1983, "An Experimental Investigation of Molecular Effects in Gas Lubricated Bearings at Ultra Low Clearances," ASME Journal of Tribology, Vol. 105, pp. 120-130.

기호 설명

- P, p : 압력, $p = P_a \cdot P$
- P_a : 대기압
- h : 윤활 간극
- x, y, z : 좌표계
- U, V : x, y 방향 유체속도
- μ : 공기 점성계수
- L_x, L_y : 슬라이더 길이
- Λ_x, Λ_y : 베어링 수; $6\mu UL_x/(Pa h_m^2), 6\mu VL_y/(Pa h_m^2)$
- σ : 스퀴즈 수
- Kn : 너셀 수
- t : 시간
- h_m : 최소 윤활 간극
- ω : 디스크 회전각속도
- H : 무차원 윤활 간극; h/h_m
- Q_p : 포아제 유동항
- T : 무차원 시간; ωt
- X, Y : 무차원 슬라이더 길이; $x/L_x, y/L_y$