

지지구조의 유연성을 고려한 고속 유연 폴리곤 미러 스캐너 모터의 유한 요소 불평형 응답 해석

Finite Element Analysis of Unbalance Response of a High Speed Flexible Polygon Mirror Scanner Motor Considering the Flexibility of Supporting Structure

정 경 문* · 서 찬 희* · 김 명 규* · 장 건 희†

Kyungmoon Jung, Chanhee Seo, Myunggyu Kim and Gunhee Jang

Key Words : High speed rotor(고속 회전체), Rotor dynamics(회전체 동역학), FEM(Finite Element Method, 유한 요소법), Mode superposition method(모드 중첩법), Unbalance response(불평형 응답), Polygon mirror scanner motor(폴리곤 미러 스캐너 모터), Mass unbalance(질량 불평형)

ABSTRACT

This paper presents a method to analyze the unbalance response of a high speed polygon mirror scanner motor supported by sintered bearing and flexible supporting structures by using the finite element method and the mode superposition method. The appropriate finite element equations for polygon mirror are described by rotating annular sector element using Kirchhoff plate theory and von Karman non-linear strain, and its rigid body motion is also considered. The rotating components except for the polygon mirror are modeled by Timoshenko beam element including the gyroscopic effect. The flexible supporting structures are modeled by using a 4-node tetrahedron element and 4-node shell element with rotational degrees of freedom. Finite element equations of each component of the polygon mirror scanner motor and the flexible supporting structures are consistently derived by satisfying the geometric compatibility in the internal boundary between each component. The rigid link constraints are also imposed at the interface area between sleeve and sintered bearing to describe the physical motion at this interface. A global matrix equation obtained by assembling the finite element equations of each substructure is transformed to a state-space matrix-vector equation, and both damped natural frequencies and modal damping ratios are calculated by solving the associated eigenvalue problem by using the restarted Arnoldi iteration method. Unbalance responses in time and frequency domain are performed by superposing the eigenvalues and eigenvectors from the free vibration analysis. The validity of the proposed method is verified by comparing the simulated unbalance response with the experimental results. This research also shows that the flexibility of supporting structures plays an important role in determining the unbalance response of the polygon mirror scanner motor.

1. 서 론

폴리곤 미러 스캐너 모터(Polygon mirror scanner motor)는 PC 및 기타 매체로부터 정보를 출력하는 레이저 빔 프린터(Laser beam printer)의 핵심 부품인 LSU(Laser scanner unit) 구동 고속 스핀들 모터로서 폴리곤 미러에 주사된 레이저 빔을 지정된 위치로 편향 시키는 역할을 한다. 폴리곤 미러 스캐너 모터의 회전 속도는 인쇄물을 고속으로 출력하기 위하여 최근 30,000rpm 이상까지 증가했으며 그 속도는 더욱 증가하고 있는 추세이다. 그리고 폴리곤 미러 스캐너 모터는 프린터의 인쇄 품질을 향상 시키기 위해 저진동 특성이 요구된다. 일반적으로 폴리곤 미러 스캐너 모터는 진동을 저감하기 위하여 밸런싱(Balancing)을 통해 회전체의 불평형 질량을

최소화한다. 하지만 고속으로 회전하는 폴리곤 미러 스캐너 모터의 회전체에 잔류하는 불평형 질량은 높은 회전 속도 때문에 전체 시스템의 진동 특성을 결정하는 지배적인 요인으로 작용한다. 따라서 폴리곤 미러 스캐너 모터는 작동 조건을 고려하여 회전체의 불평형 질량에 의한 진동을 최소화할 수 있는 구조적인 설계가 필요하다.

현재까지 많은 연구자들이 불평형 질량에 의한 회전체의 진동특성에 관한 연구를 수행했다. Kawamoto⁽¹⁾ 등은 공기 베어링으로 지지되는 폴리곤 미러 스캐너 모터의 회전체와 지지구조를 강체로 가정하여 회전체의 운동 방정식과 불평형 질량에 의한 불평형 응답을 수학적으로 전개 하였다. 하지만 회전체와 지지구조를 강체로 가정하였기 때문에 실제 폴리곤 미러 스캐너 모터 시스템의 구조 유연성에 의한 동특성을 묘사하기에는 한계가 있다. 또한 Kawamoto⁽²⁾ 등은 폴리곤 미러 스캐너 모터의 진동 때문에 발생하는 회전체와 지지부 사이의 접촉에 대한 연구를 실험적으로 수행했다. 하지만 불평형 질량이 진동에 미치는 영향은 고속영역을 제외한 저속영역에서만 고려하였다.

† 한양대학교 기계공학과

E-mail : ghjang@hanyang.ac.kr

Tel : (02) 2220-0431, Fax : (02) 2292-3406

* 한양대학교 대학원 기계공학과

Kulkarni⁽³⁾ 등은 점탄성 물질로 지지되며 유체베어링을 가진 회전체의 불평형 응답을 유한 요소법을 사용하여 해석을 수행 하였다. 그러나 회전체와 지지 구조의 형상을 모델링 하지 않았기 때문에 임의의 형상을 가지는 유연한 지지구조를 포함한 회전체의 정확한 불평형 응답을 해석 할 수 없다.

본 논문은 유한 요소법과 모드 중첩법을 이용하여 유연한 지지구조를 포함하고 소결 베어링으로 지지되는 고속 회전 유연 폴리곤 미러 스캐너 모터의 유한 요소 모델을 개발하였다. 개발된 유한 요소 모델을 이용하여 고유진동 해석과 불평형 응답 해석을 수행하고 실험을 통하여 해석결과와의 타당성을 검증하였다. 또한 본 논문은 고속 회전 시 불평형 질량으로 인해 폴리곤 미러 스캐너 모터에서 발생하는 진동의 구조적인 원인을 분석하고 설계 변수 변경을 통해 폴리곤 미러 스캐너 모터의 불평형 응답에 의한 진동을 저감 할 수 있는 방안을 해석적인 방법을 통하여 제시하였다.

2. 해석 방법

2.1 폴리곤 미러 스캐너 모터 시스템의 유한 요소 해석

본 연구의 해석대상인 폴리곤 미러 스캐너 모터의 구동속도는 20,000~30,000rpm 이며 불평형 질량은 4.0mg · cm 이하로 밸런싱 된다. Fig. 1 은 폴리곤 미러 스캐너 모터 시스템의 기계적인 구조이다. 폴리곤 미러는 허브에 고정되어 고속 회전하게 되며 회전하는 폴리곤 미러 스캐너 모터 시스템은 소결베어링과 하우징, 슬리브, 스테이터, 콘덴서, PCB 플레이트로 구성되는 지지구조에 의해 지지된다.

본 연구에서는 Jang⁽⁴⁾ 등이 제안한 방법을 폴리곤 미러 스캐너 모터에 적용하여 지지구조인 하우징, 슬리브, 스테이터, 콘덴서, PCB 플레이트의 유연성을 고려하고 소결 베어링으로 지지되는 고

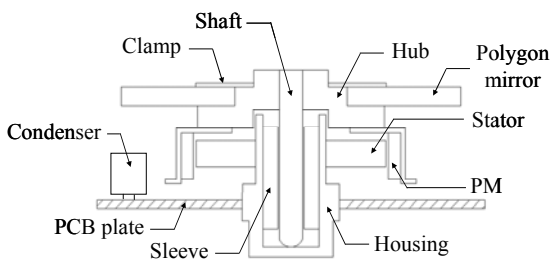


Fig. 1 Mechanical structure of a polygon mirror scanner motor

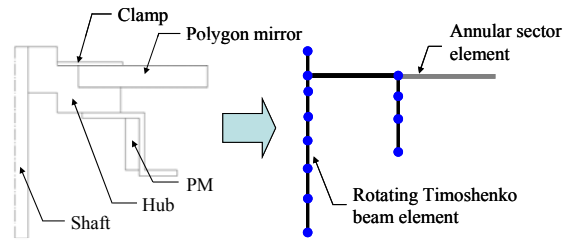


Fig. 2 Finite element model of rotating parts

속 회전 유연 폴리곤 미러 스캐너 모터 시스템의 유한 요소 모델을 개발하였다. PCB 플레이트는 6 자유도 4 절점 셸(Shell) 요소로 분할하고 하우징, 슬리브, 스테이터, 콘덴서는 6 자유도 4 절점 사면체 유한 요소로 분할하였다. 폴리곤 미러는 annular sector 요소로 분할하였으며 폴리곤 미러를 제외한 회전체는 허브, 클램프, 영구자석(PM)으로 구성되어 있으며 6 자유도를 갖는 빔(Beam) 요소로 분할하였으며, 회전부와 정지부의 기하학적 적합성(Geometric compatibility)을 유지하였다.⁽⁵⁾ 그리고 소결 베어링은 고속 회전 시 베어링의 기공 내에 있던 유체가 완전히 유출된다는 가정하에 본 연구실에서 개발한 유체 동압 베어링 해석 프로그램인 HYBAP(Hydrodynamic bearing analysis program)을 사용하여 5 자유도의 강성 및 감쇠계수로 모델링 하였고⁽⁶⁾, 회전부와 정지부 사이에 강체 구속조건(Rigid link constraint)을 적용하였다. Fig. 2 는 회전부의 유한 요소 모델이다.

2.2 폴리곤 미러 스캐너 모터 시스템의 모드 중첩법에 의한 불평형 응답 해석

강체 운동을 하며 회전하는 유연한 폴리곤 미러의 유한 요소 운동방정식은 Lagrange 방정식을 통해 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathbf{T}_p}{\partial \dot{\mathbf{X}}_p} \right) - \frac{\partial \mathbf{T}_p}{\partial \mathbf{X}_p} + \frac{\partial \mathbf{U}_p}{\partial \mathbf{X}_p} = \mathbf{Q}_p \quad (1)$$

$$\mathbf{X}_p = X, Y, Z, \theta_x, \theta_y, (\mathbf{w})_e \quad (2)$$

위 식에서 \mathbf{T}_p , \mathbf{U}_p , \mathbf{X}_p , \mathbf{Q}_p 는 각각 폴리곤 미러의 운동에너지, 탄성변형에너지, 자유도 벡터, 가진력 벡터이다. $X, Y, Z, \theta_x, \theta_y$ 는 폴리곤 미러의 강체 자유도이고 $(\mathbf{w})_e$ 는 폴리곤 미러의 z 축 방향 탄성 변형 자유도 벡터이다.

Fig. 3 은 회전하는 폴리곤 미러 위의 임의의 질점 A 에 작용하는 불평형 질량에 의한 가진력

을 나타내며 $\mathbf{x}_1, \mathbf{y}_1, \mathbf{z}_1$ 는 관성좌표계, $\mathbf{x}_2, \mathbf{y}_2, \mathbf{z}_2$ 는 폴리곤 미러에 부착된 좌표계를 나타낸다. 폴리곤 미러 위의 질점 A 에 작용하는 질량 불평형에 의한 가진력 \mathbf{F}_U 는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{F}_U = m e \Omega^2 (\cos \theta \hat{\mathbf{i}}_2 + \sin \theta \hat{\mathbf{j}}_2), \theta = \Omega t \quad (3)$$

위 식에서 m, e, Ω 는 각각 불평형 질량, 편심량, 폴리곤 미러의 회전속도이며 $\hat{\mathbf{i}}_2, \hat{\mathbf{j}}_2$ 는 회전하는 폴리곤 미러에 부착된 좌표계의 단위 벡터를 나타낸다. 식(3)을 관성좌표계에 대하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_U = & m e \Omega^2 (\cos \theta \cos \theta_y) \hat{\mathbf{i}}_1 \\ & + m e \Omega^2 (\cos \theta \sin \theta_x \sin \theta_y + \sin \theta \cos \theta_x) \hat{\mathbf{j}}_1 \\ & + m e \Omega^2 (\sin \theta \sin \theta_x - \cos \theta \cos \theta_x \sin \theta_y) \hat{\mathbf{k}}_1 \end{aligned} \quad (4)$$

위 식에서 θ_x, θ_y 는 각각 폴리곤 미러의 x 축 각변위, y 축 각변위이다. $\hat{\mathbf{i}}_1, \hat{\mathbf{j}}_1, \hat{\mathbf{k}}_1$ 는 관성좌표계의 단위 벡터이며 각각 폴리곤 미러의 자유도인 X, Y, Z 에 대응된다. 식(4)를 식(1)에 대입하여 전개하면 다음과 같은 행렬식으로 표현된다.

$$\mathbf{M}_p \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{Z} \\ \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \\ (\ddot{\mathbf{w}})_e \end{Bmatrix} + \mathbf{G}_p \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ (\dot{\mathbf{w}})_e \end{Bmatrix} + \mathbf{K}_p \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ (\mathbf{w})_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m e \Omega^2 (\cos \theta \cos \theta_y) \\ m e \Omega^2 (\cos \theta \sin \theta_x \sin \theta_y + \sin \theta \cos \theta_x) \\ m e \Omega^2 (\sin \theta \sin \theta_x - \cos \theta \cos \theta_x \sin \theta_y) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

위 식에서 $\mathbf{M}_p, \mathbf{G}_p, \mathbf{K}_p$ 는 각각 폴리곤 미러의 질량 행렬, 자이로스코픽 행렬, 강성 행렬이며 자세한 기술은 Jang⁽⁴⁾ 등이 제안한 논문에 기술되어 있다. 폴리곤 미러의 각변위 θ_x, θ_y 는 미소하다고 가

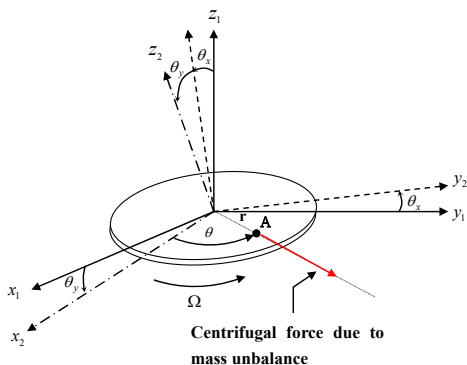


Fig. 3 Centrifugal force(\mathbf{F}_U) due to mass unbalance of the polygon mirror

정하고 식(5)를 근사화 시키면 질량 불평형에 의한 가진력을 포함하고 강체 운동을 하며 회전하는 유연한 폴리곤 미러의 유한 요소 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{M}_p \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \\ \ddot{Z} \\ \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \\ (\ddot{\mathbf{w}})_e \end{Bmatrix} + \mathbf{G}_p \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ \dot{Y} \\ \dot{Z} \\ \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \\ (\dot{\mathbf{w}})_e \end{Bmatrix} + \mathbf{K}_p \begin{Bmatrix} X \\ Y \\ Z \\ \theta_x \\ \theta_y \\ (\mathbf{w})_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m e \Omega^2 \cos \theta \\ m e \Omega^2 \sin \theta \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

또는

$$\mathbf{M}_p \ddot{\mathbf{X}}_p + \mathbf{G}_p \dot{\mathbf{X}}_p + \mathbf{K}_p \mathbf{X}_p = \mathbf{Q}_p$$

폴리곤 미러 스캐너 모터 전체 시스템의 유한 요소 방정식은 폴리곤 미러의 유한 요소 운동방정식과 폴리곤 미러를 제외한 회전체의 유한 요소 방정식, 소결베어링의 유한 요소 방정식, 지지구조의 유한 요소 방정식을 조합(Assembly)하여 구할 수 있으며 자이로스코프 항과 비대칭형 감쇠 항, 강성항을 갖는 식(7)과 같은 행렬식으로 표현된다.

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + (\mathbf{C} + \mathbf{G}) \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = \mathbf{Q}(t) \quad (7)$$

위 식에서 $\mathbf{M}, \mathbf{G}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ 는 각각 전체 시스템의 질량 행렬, 자이로스코픽 행렬, 감쇠 행렬, 강성 행렬이며 $\mathbf{Q}(t)$ 는 불평형 질량에 의한 가진력 벡터이다.

식(7)을 state-space 형으로 바꾸면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{C} + \mathbf{G} & \mathbf{M} \\ -\mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \mathbf{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (8)$$

또는

$$\mathbf{M}^* \dot{\mathbf{r}} + \mathbf{K}^* \mathbf{r} = \mathbf{Y}$$

식(8)의 비대칭 행렬에 대한 고유치 문제를 Arnoldi 반복법을 사용하여 풀면 고유치와 고유벡터 Φ 를 구할 수 있다⁽⁷⁾.

계산된 고유벡터는 공액 복소쌍이 되고 모드 중첩법에 의해 응답 $\mathbf{r}(t)$ 은 저차 $2n$ 개의 고유벡터를 사용하여 다음과 같이 근사화 할 수 있다.

$$\mathbf{r}(t) \approx \tilde{\mathbf{r}}(t) = \sum_{i=1}^{2n} z_i(t) \phi_i = \tilde{\Phi} \tilde{\mathbf{z}} \quad (9)$$

식(9)를 식(8)에 대입하고 양변에 $\tilde{\Phi}^T$ 을 곱하

면 식(10)와 같은 $2n$ 개의 비연성된 운동방정식을 구할 수 있다.

$$m_i \ddot{z}_i + k_i z = f_i \quad (i=1, 2, \dots, 2n) \quad (10)$$

응답 $z(t)$ 는 시간에 대해 적분하여 구할 수 있다. 이를 식(9)에 대입하면 질량 불평형에 의한 가진력에 대한 폴리곤 미러 스캐너 모터 전체 시스템의 불평형 응답 $r(t)$ 를 구할 수 있다.

3. 결과 및 고찰

3.1 고유진동 해석 및 실험

2.1 절의 유한 요소 해석방법을 사용하여 유연한 지지구조를 포함한 고속 회전 유연 폴리곤 미러 스캐너 모터 시스템을 Fig. 4 에서와 같이 모델링하고 고유진동 해석을 수행하였다. 경계조건은 폴리곤 미러 스캐너 모터의 나사체결부에 해당하는 노드의 병진 변위와 회전변위의 자유도를 구속하였다. Table 1 은 전체 시스템에 사용된 요소의 수와 형태를 나타내며 전체 요소수는 7,110 개이다.

Table 2 는 정지 시 폴리곤 미러 스캐너 모터

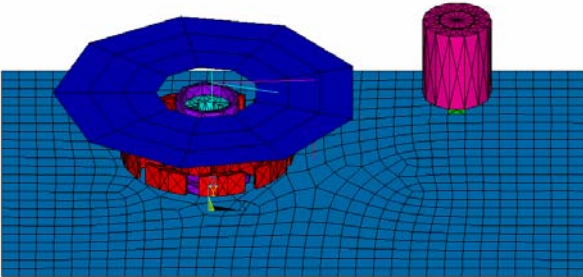


Fig. 4 Finite element model of a polygon mirror scanner motor

Table 1 Element number and element type of each component of a polygon mirror scanner motor

Component		Element number	Element type
Rotating part	Polygon mirror	27	Annular sector element
	Shaft	13	
	Clamp and PM	2	Rotating Timoshenko beam element
	Hub	14	
Stationary part	PCB plate	707	Shell element
	Sleeve	1292	Tetrahedron element
	Stator	1566	
	Housing	2506	
	Condenser	982	
Bearing	Sintered bearing	1	Stiffness and damping element

의 고유진동모드 해석결과를 나타낸다. 정지 시 폴리곤 미러 스캐너 모터의 고유진동모드는 지지구조의 운동이 지배적인 모드, 폴리곤 미러의 운동이 지배적인 모드, 폴리곤 미러의 운동과 지지구조의 운동 모두 지배적인 모드로 분류 할 수 있다.

지지구조의 운동이 지배적인 모드는 진동모드 1, 4, 7, 8, 9 로 얇은 PCB 플레이트의 유연성 때문에 지지구조의 탄성변형이 크게 일어남을 알 수 있다. 진동모드 1 은 PCB 플레이트가 굽힘 운동(Bending motion)을 함에 따라 폴리곤 미러가 축방향으로 운동하면서 동시에 rocking 운동을 하는 모드이다. 진동모드 1 은 저차항의 모드이기 때문에 회전속도가 높아짐에 따라 진동모드 1 에 근접하게 되면 공진현상을 일으켜 축방향 진동을 크게 증가 시킬 수 있다.

폴리곤 미러의 운동이 지배적인 모드는 진동모드 2, 3 이며 폴리곤 미러는 rocking 운동을 하며 지지구조의 탄성변형은 폴리곤 미러의 운동에 비해 비교적 작다.

폴리곤 미러의 운동과 지지구조의 운동 모두 지배적인 모드는 5, 6 이며 폴리곤 미러의 운동, 지지구조의 탄성변형운동 모두 크다.

해석결과의 타당성을 검증하기 위해 모달 실험 (Modal testing)을 수행하였으며 고유진동수 실험결과를 해석결과와 비교하였다. 또한 STAR modal 시스템을 이용해 고유진동모드를 실험적으로 구하여 해석결과와 비교하였다. 실험방법은 충격 해머를 사용하여 실험모델을 가진하였으며 레

Table 2 The vibration of modes of a polygon mirror scanner motor at 0 rpm

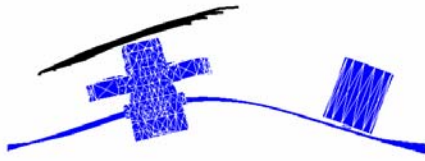
Mode number	Mode shape	
	PCB plate	Polygon mirror
Mode 1	Bending	Rocking along Y axis (+)
Mode 2	X axis (1,0)	Rocking along X axis (+)
Mode 3	Y axis (1,0)	Rocking along Y axis (+)
Mode 4	X axis (1,0)	Rocking along X axis (-)
Mode 5	X axis (1,0)	Rocking along X axis (-)
Mode 6	Y axis (1,0)	Rocking along Y axis (-)
Mode 7	X axis (1,0)	No motion
Mode 8	(2,0)	No motion
Mode 9	(2,0)	No motion

The phase of the polygon mirror is explained with respect to the motion of the PCB plate.

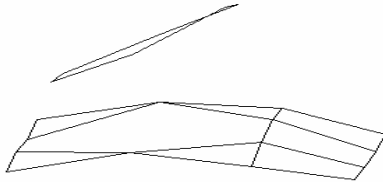
In-phase and out-of-phase motion are denoted as + and - respectively.

The major axis and the minor axis of the PCB plate are denoted as X axis and Y axis.

The Difference between mode 4 and mode 5 is due to the phase of the condenser.



(a) The numerical result of mode 1



(b) The experimental result of mode 1

Fig. 5 Comparison between the numerical and the experimental result of modeshape of mode 1

이저 속도센서(LDV)를 사용하여 응답을 측정하였다. PCB 플레이트의 나사체결부는 나사로 지그에 고정하였다.

Fig. 5(a)는 진동모드 1의 해석결과이며, (b)는 진동모드 1의 실험결과이다. (a)와 (b)에서 폴리곤 미러의 운동과 PCB 플레이트의 탄성변형 운동은 일치함을 알 수 있다. Table 3은 정지 시 폴리곤 미러 스캐너 모터의 고유진동수 해석결과와 실험결과를 0~3,200Hz의 영역에서 비교한 것으로 Fig. 5와 Table 3을 통해 제안된 해석방법이 고유진동수와 고유진동모드를 잘 예측함을 알 수 있다.

회전속도의 증가에 따른 폴리곤 미러 스캐너 모터의 동특성을 분석하기 위해 회전속도 14,000~34,000rpm 영역에 대한 폴리곤 미러 스캐너 모터의 고유진동 해석을 수행하였다. Fig. 6은 회전속도 14,000~34,000rpm 영역에서의 고유진동수 해석결과를 나타낸다. 폴리곤 미러가 회전함에 따라 소결베어링에 의하여 HSW(Half speed whirl)모드가 발생하며 회전속도의 증가에 따라 후진(Backward)모드와 전진(Forward)모드가 발생하게 된다. 후진모드는 진동모드 1, 2로 회전속도 증가에 따라 고유진동수가 감소하며 전진모드는 3, 6, 8이며 회전속도 증가에 따라 고유진동수가 증가한다. 회전속도 증가에 따른 고유진동수 변화는 자이로스코픽 효과, 회전부와 PCB 플레이트의 연성 효과로 인해 발생한다. 진동모드 1의 고유진동수는 회전속도가 증가함에 따라 감소하여 회전속도가 32,000rpm일 때 진동모드 1의 고유진동수와 회전주파수는 일치하게 된다. 이것은 회

Table 3 Comparison between the numerical and the experimental results of the damped natural frequencies(f_d) for a polygon mirror scanner motor at 0 rpm

Mode number	Simulation	Experiment	Error [%]
	f_d [Hz]	f_d [Hz]	
Mode 1	596	576	3.46
Mode 2	829	791	4.75
Mode 3	890	855	4.05
Mode 4	1450	1477	-1.86
Mode 5	1728	1660	4.12
Mode 6	1947	1840	5.84
Mode 7	2384	2427	-1.79
Mode 8	2593	2617	-0.92
Mode 9	2715	2710	0.17

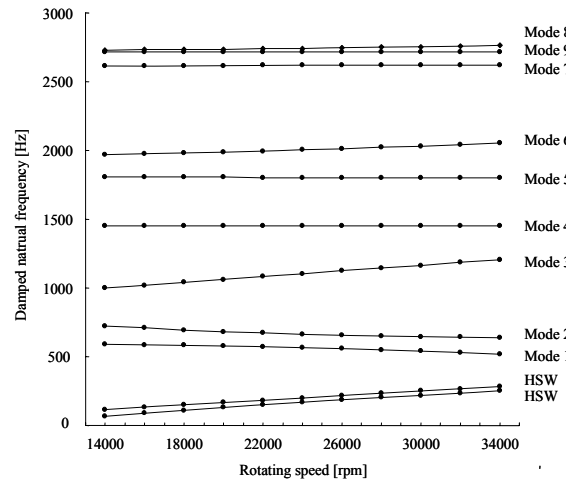


Fig. 6 Numerical results of the natural frequencies from 14,000 rpm to 34,000 rpm

전속도가 32,000rpm일 때 공진현상을 일으킬 가능성이 있으며 폴리곤 미러 스캐너 모터의 최고 구동속도인 30,000rpm에서의 축방향 진동을 증가시킬 수 있다.

3.2 불평형 응답 해석 및 실험

3.1 절에서 해석된 고유진동수와 고유진동벡터 중 저차 11개의 고유진동수와 고유진동벡터를 2.2 절에서 전개한 모드 중첩법에 의한 불평형 응답 해석방법에 적용하여 회전속도 22,000~34,000rpm 영역에서의 불평형 응답을 해석을 수행하였으며 불평형 질량 m , 편심량 e 는 실험모델에서 측정된 수치를 사용하였다.

저차 11개 모드의 중첩으로 계산된 수치해의 중첩모드수에 대한 수렴성을 검증하기 위하여, 중첩모드수에 변화에 대한 불평형 응답을 해석을 수

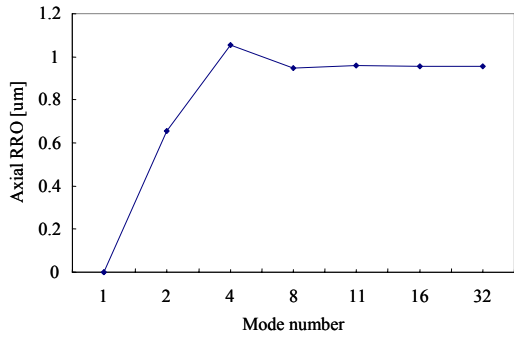
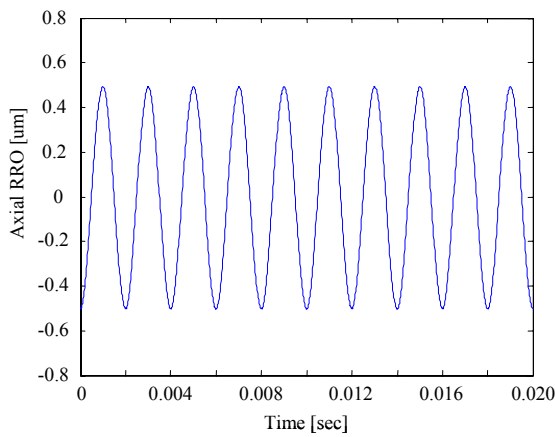
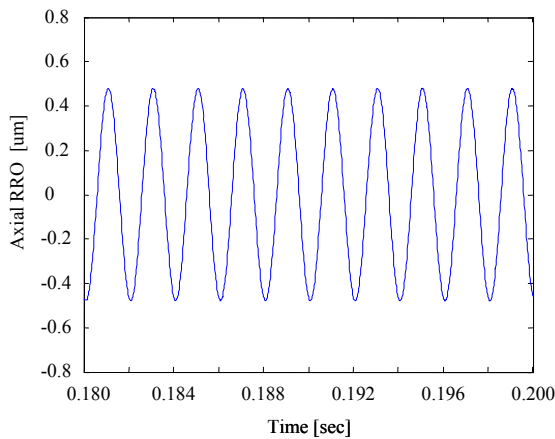


Fig. 7 Unbalance responses due to the increase of mode number



(a) Measured axial RRO at 30,000 rpm



(b) Simulated axial RRO at 30,000 rpm

Fig. 8 Comparison between the numerical and the experimental results of axial RRO at 30,000rpm

행하였다. Fig. 7 은 회전속도 30,000rpm 일 때 중첩모드수에 변화에 따른 실험 측정점의 해당하는 노드의 z 방향 불평형 응답의 해석 결과를 나타내며 저차 11 개 모드의 중첩은 타당함을 잘 보여준다.

불평형 응답 해석의 타당성을 검증하기 위하여 축방향 진동실험(Run-out testing)을 수행하여

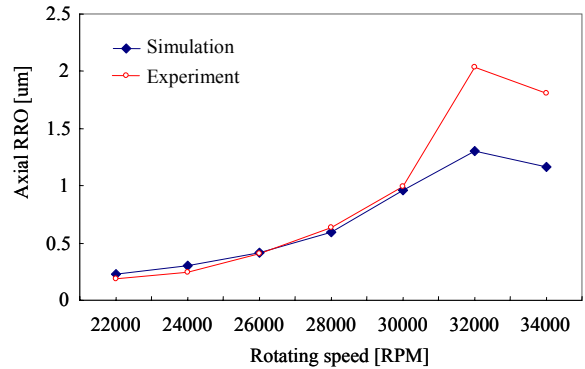


Fig. 9 Comparison between the numerical and the experimental results of axial RRO from 22,000 rpm to 34,000 rpm

해석결과와 실험결과를 비교하였다. 실험방법은 PCB 플레이트의 나사체결부를 나사로 지그에 고정된 상태에서 정전용량 변위센서(Gap sensor)를 사용하여 축(Shaft)의 축방향 진동을 측정하였다. 전체 진동성분에서 NRRO(Non repeatable run-out)를 제거하고 불평형 응답에 해당하는 RRO(repeatable run-out)만을 측정하였다.

Fig. 8(a)와 (b)는 각각 회전속도 30,000rpm 일때의 축방향 RRO 실험결과와 실험 측정점에 해당하는 노드의 z 축방향 불평형 응답 해석결과로 서로 일치함을 알 수 있다. Fig. 9 는 회전속도 22,000~34,000rpm 영역에서 축방향 RRO 의 해석결과와 실험결과를 비교한 것으로 제한된 해석방법이 회전속도의 변화에 따른 축방향 RRO 를 잘 예측함을 알 수 있다. 폴리곤 미러 스캐너 모터의 축방향 RRO 는 회전속도가 증가함에 따라서 동시에 증가하는 경향을 보이며 32,000rpm 에 근접하게 되면 급격히 증가한다. 축방향 RRO 가 급격히 증가하는 요인은 회전주파수가 진동모드 1 의 고유진동수에 접근하여 공진현상이 발생하기 때문이다.

32,000~34,000rpm 영역에서의 실험결과와 해석결과 사이에 오차가 발생하는 원인은 소결베어링을 유체베어링으로 가정하여 모델링하였기 때문에 고속영역에서 베어링의 강성, 감쇠계수가 실제보다 과대평가 되어 해석 상의 축방향 RRO 가 실험 상의 축방향 RRO 보다 더 작은 것으로 사료된다.

3.3 구조 변경에 의한 축방향 RRO 의 저감 방안

폴리곤 미러 스캐너 모터의 축방향 진동은 인쇄 품질의 직접적인 저하를 가져오기 때문에 축방향 진동을 저감하기 위한 폴리곤 미러 스캐너 모터의

새로운 설계가 필요하다. 공진에 의한 폴리곤 미러 스캐너 모터의 진동 증가는 고유진동수를 증가시켜 공진을 회피하거나 가진원을 제거하여 진동을 저감할 수 있다. 하지만 회전체의 불평형 질량은 완전히 제거할 수 없기 때문에 폴리곤 미러 스캐너 모터 같은 고속회전체에서 불평형 질량에 의한 가진은 항상 존재한다.

따라서 본 논문에서는 폴리곤 미러 스캐너 모터의 구동속도인 20,000~30,000rpm 에서 공진에 의한 축방향 RRO 를 저감하기 위해 회전주파수가 진동모드 1 의 고유진동수에 근접하지 않도록 고유진동수를 증가시키기 위하여 PCB 플레이트의 구조를 변경했다. 진동모드 1 의 고유진동수를 높이기 위하여 PCB 플레이트의 굽힘 강성을 증가시킬 있는 설계변수인 PCB 플레이트의 두께를 0.930mm 에서 1.116mm 로 20% 증가시키는 설계변경을 수행하고 22,000~34,000rpm 영역에서 고유진동 해석과 불평형 응답 해석을 수행하였다.

회전속도가 30,000rpm 일 때 PCB 플레이트의 두께를 20%로 증가 시킬 경우 진동모드 1 의 고유진동수는 540Hz 에서 618Hz 로 14% 증가하였다. Fig. 10 는 두께 변경전(1T), 후(1.2T)의 불평형 응답 해석결과를 22,000~34,000rpm 영역에서 비교한 그림으로 폴리곤 미러 스캐너 모터의 공진 현상은 두께 변경 전에는 32,000rpm 에서 발생하나, 두께 변경 후에는 고유진동모드 1 의 고유진동수 증가로 인해 22,000~34,000rpm 영역에서 사라짐을 알 수 있다. 폴리곤 미러 스캐너 모터의 최고 구동속도인 30,000rpm 에서 축방향 RRO 는 두께변경 후 0.958 μ m 에서 0.278 μ m 으로 71% 감소하였다.

따라서 본 논문에서 제안한 설계 변경이 고속 회전 시 폴리곤 미러 스캐너 모터의 축방향 진동

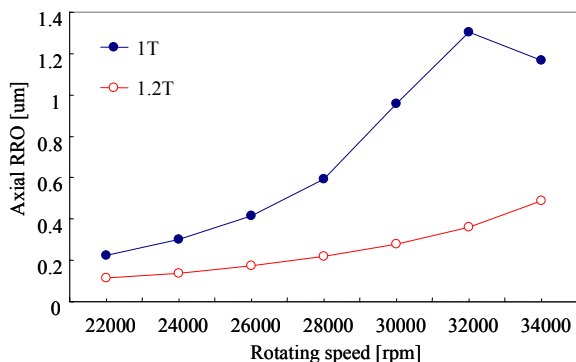


Fig. 10 Comparison of axial RRO due to thickness change of the PCB plate from 22,000 rpm to 34,000 rpm

저감에 효과적임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 유한 요소법과 모드 중첩법을 사용하여 지지구조의 유연성을 고려한 고속 유연 회전체의 불평형 응답 해석 방법을 제시 하였다. 제안 된 해석방법을 고속 회전체인 폴리곤 미러 스캐너 모터에 적용하여 유한 요소 모델을 개발하였고, 고유진동 해석과 불평형 응답 해석을 수행하여 실험을 통해 해석 방법 및 해석 결과의 타당성을 검증하였다. 또한 32000rpm 에서의 축방향 RRO 의 급격한 증가요인을 해석과 실험을 통하여 규명하고, 해석적으로 구조 변경을 통하여 축방향 RRO 를 저감할 수 있는 방안을 제시하였다.

본 연구에서 제안한 해석 방법은 임의의 형상을 가진 유연한 지지구조를 포함하는 고속 유연 회전체의 질량 불평형에 의한 불평형 응답 해석이 가능하다. 이를 활용하여 질량 불평형에 의한 불평형 응답의 저감을 위한 고속 회전체 설계에 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

참고 문헌

- (1) Kawamoto, H., 1997, "Rotor Dynamics of Polygonal Mirror Scanner Motor Supported by Air Bearings in Digital Electrophotography", *Journal of Imaging Science and Technology*, vol.41, pp.565-569.
- (2) Kawamoto, H., 2001, "Contact Characteristics of a Laser Scanner Motor in a Laser Printer in the Low Speed Region", *Journal of Imaging Science and Technology*, vol.45, pp.489-494.
- (3) P. Kulkarni, S. Pannu, and B. C. Nakra, 1993, "Unbalance response and stability of a rotating system with viscoelastically supported bearings", *Mechanism and machine theory*, vol.28, no.3, pp.427-436.
- (4) Jang , G. H., Han , J. H. and Seo, C. H., 2005, "Finite Element Modal Analysis of a Spinning Flexible Disk-Spindle System in a HDD Considering the Flexibility of Complicated Supporting Structure", *Microsystem Technologies*, vol.11, no.7, pp.488-498.
- (5) Cook, R. D., Malkus, D. S., and Plesha, M. E., 1989, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, 3rd edn. John Wiley & Sons.
- (6) Jang, G. H. and Kim, Y. J., 1999, "Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearing Considering Five Degrees of Freedom for a General Rotor-bearing System", *Journal of Tribology, ASME*, vol.31, pp.593~610.
- (7) Lehoucq, R. B. and Sorensen, D. C., 1996, "Deflation Techniques for an Implicitly Restarted Arnoldi Iteration", *J. Matrix anal. Appl. SIAM*, pp.789-821.