

## Fluid Dynamic Bearing Spindle Motors for DLP

김 응 철\* · 성 세 진†

(Yeung-Cheol Kim · Se-Jin Seong)

**Abstract** - The small precision spindle motors in the high value-added products including the visible home appliances such as DLP projector require not only the energy conversion devices but also high efficiency, low vibration and sound operation. However, the spindle motors using the conventional ball bearing and sintered porous metal bearing have following problems, respectively: the vibration by the irregularity of balls and the short motor life cycle by the ball's abrasion and higher sound noises by dry contact between shaft and sleeve. In this paper, it is proposed that the spindle motor with a fluid dynamic bearing is suitable for the motor to drive the color wheel of the DLP(digital lightening processor) in the visible home appliances. The proposed spindle motor is composed of the fluid dynamic bearing with both the radial force and the thrust force. The fluid dynamic bearing is solved by the finite element analysis of the mechanical field with the Reynolds equations. The magnetic part of spindle motor, which is a type of Brushless DC Motor, is designed by the electro-magnetic field analysis coupled with the Maxwell equation. And the load capacity and the friction loss of fluid dynamic bearing are analyzed to bearing clearance variation by the fabrication error in designed motor. The design of the proposed motor is implemented by the load torque caused by the eccentricity and the unbalance of the fluid dynamic bearing when the motors are fabricated in error. The prototype of the motor with the fluid dynamic bearing is manufactured, and experiment results show the vibration, sound, and phase current at no load and color wheel load of the motors in comparison. The high performance characteristics with the low vibration, the low acoustic noise and the optimal mechanical structure are verified by the experimental results.

**Key Words** : Digital Lightening Processor, Spindle Motor, Fluid Dynamic Bearing, Journal Bearing, Thrust Bearing

## 1. 서 론

최근 소형이면서 고효율을 요구하는 영상 가전기기, 컴퓨터의 데이터(data) 저장 매체인 하드 디스크 드라이브(Hard Disk Drive) 및 의료기기용 모터로서 영구자석을 사용하는 브러시리스 직류 모터(Brushless DC Motor)가 적용되고 있으나[1][2], 모터의 구조상 소음과 진동에 관한 문제점이 노출되고 있다. 예를 들면, 영상 가전기기의 영상 신호 처리용 전동기는 선명한 화질을 얻기 위하여 기계적으로 저 진동이 어야 하며, 소비자들이 불편함을 느끼지 못할 만큼의 소음을 가지고 있어야 한다. 하드 디스크 드라이브에서 디스크(disk) 회전을 위한 모터의 진동은 데이터의 읽기와 쓰기 오류를 발생시킨다[3].

기계적으로는 전동기의 회전축 지지요소로서 볼베어링(ball bearing)이 사용되고 있으나, 볼베어링은 볼의 마모에 의하여 수명이 짧고, 기계적인 소음을 발생시키며, 베어링의 오일 유출, 높은 온도에서의 베어링 오일 증발 등의 문제점을 가지고 있다. 또한, 소결 다공질 금속 베어링(sintered porous metal bearing)이 사용되고 있으나, 오일이 베어링내의 기공에 스며들어 있어 회전체의 윤활 작용에 도움을 주

는 역할을 하지만, 지속적인 먼 접촉 회전에 의해 소음과 진동이 크며, 수명이 짧은 단점들을 가지고 있다. 이를 해결하기 위하여, 점성 계수가 고려된 오일과 베어링 내의 압력을 제어할 수 있는 유체동압베어링(Fluid Dynamic Bearing, FDB)에 대한 검토가 이루어지고 있다[4]-[6].

디지털 라이트닝 프로세서(Digital Lightening Processor, DLP)는 고속으로 회전하는 스피indle 모터(spindle motor)를 이용하여 고선명, 고화질의 영상 처리를 구현한다[7]. DLP는 TV, 사무용, 영화용 프로젝터(projector) 등과 같은 가전기기에 사용되며, 컬러 영상을 얻기 위해 컬러 휠(color wheel)을 회전시켜야하며, 이때 컬러 휠 구동용 스피indle모터로서 소형·정밀 브러시리스 직류전동기가 사용되고 있다. 고화질의 영상을 얻기 위해서 컬러 휠은 고속회전과 저 진동·소음의 성능을 요구하고 있다.

DLP 스피indle모터의 베어링으로서 10,800rpm 이하의 중·저속 영역에서 볼베어링이 사용되고 있다. 볼베어링은 소형(miniature)으로 고가이고, 볼의 마찰로 인하여 마찰손실이 크며, 볼의 마모로 인하여 수명이 제한적인 단점들을 가지고 있다[8]-[11]. 또한, 볼의 마찰로 인한 베어링 온도상승으로 베어링이 파손될 우려가 있으므로, 볼베어링은 한계 속도 이상의 고속회전이 불가능하다.

또한, DLP 스피indle모터의 베어링으로서 소결 다공질 금속 베어링이 사용되고 있으나, 프로젝터 등은 기기에 부착되어 있는 고온 램프에 의하여 내부 온도가 85도 이상으로, 높은 온도에서의 베어링 오일 증발로 인하여 소음과 진동이 발생

\* 정 회 원 : 국방과학연구소 선임연구원

† 교신저자, 중신회원 : 충남대학교 정보통신공학과 교수 · 공박  
E-mail: sjseong@cnu.ac.kr

접수일자 : 2011년 5월 2일

최종완료 : 2011년 5월 16일

하므로 내구성 등의 문제점을 가지고 있다.

따라서, 본 논문에서는 볼베어링과 소결 다공질 금속 베어링을 채택한 DLP 스피들모터의 문제점을 해결하기 위하여, 유체동압 베어링을 적용하였으며, 베어링 및 모터 구조 설계를 통하여 베어링은 축(shaft)과 슬리브로 구성되어 있고, 이들 베어링 간극(clearance)에는 오일 점도(viscosity)가 고려된 오일로 채워져 있다.

제안된 유체동압베어링은 볼베어링에 비하여 부하능력이 작은 단점이 있어 베어링 외부의 충격을 최소로 할 베어링 설계 등이 제안되었으며[12], 이들 설계 및 해석은 레이놀즈(Reynolds) 유체 운동방정식에 기초한 유체동압베어링의 동역학 방정식을 도출하여, 도출된 역학 방정식을 이용하여 유한요소법에 의한 유체압력 해석을 수행하고, 베어링의 부하능력 및 허용 편심을 등의 요구사항과 일치하도록 유체동압 베어링을 설계하였다.

또한, 스피들모터의 전자장 해석을 위해 맥스웰(Maxwell) 방정식으로부터 지배 방정식을 도출하여 전자계 설계를 하였으며, DLP 스피들모터의 전기적인 요구 사양에 일치하도록 스피들모터를 설계 제작 하였다.

본 논문에서는 저널(journal) 베어링과 트러스트(thrust) 베어링으로 구성된 유체동압베어링을 설계하고, 디지털 라이트닝 프로세서의 컬러 휠 구동 모터로 적용하여 유체동압 베어링을 갖는 스피들모터의 설계와 해석의 타당성을 입증 하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 DLP

그림 1은 프로젝션(projection) TV와 프로젝터(projector)에 적용된 디지털 라이트닝 프로세서(Digital Lightening Processor, DLP)를 보이고 있다. 디지털 라이트닝 프로세서는 2개의 광학 렌즈, 고속으로 회전하는 스피들 모터에 부착된 몇 개의 세그먼트(segment)로 이루어진 컬러 휠(color wheel : Red, Green, Blue. Cyan, Yellow 등으로 구성), 빛을 반사하는 DMD(Digital Micro-mirror Device)와 가시광선을 픽셀 단위로 변환하는 프로세서로 구성되어 있다.

그림 2와 같이 광원으로부터 빛을 점등하여 컬러 휠에 투과하면, 컬러 휠은 고속으로 회전하면서 가시광선으로 변경

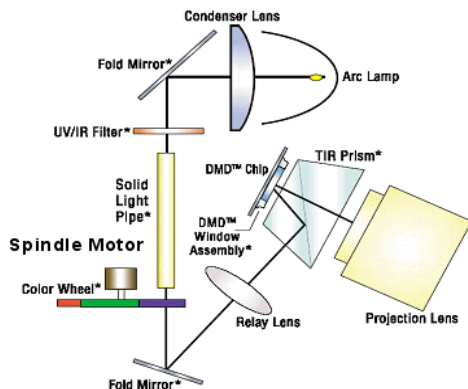


그림 1 DLP 구조  
Fig. 1 DLP Structure

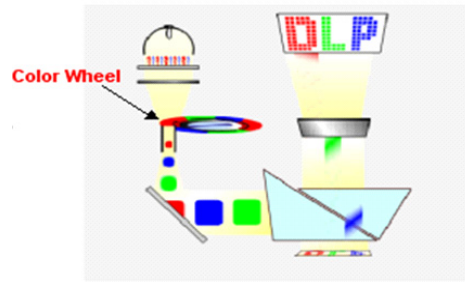


그림 2 DLP 원리  
Fig. 2 DLP principal

한다. 가시광선을 DMD에 재 투과하여 픽셀(pixel) 단위의 컬러신호로 변경하고, 프로젝션 렌즈(projection lens)에 변경된 빛 신호를 통과시켜 고선명, 고화질의 영상 처리를 구현하도록 하는 일련의 과정을 디지털 라이트닝 프로세싱(Digital Lightening Processing)이라 한다[7]. 이 때 컬러 휠은 점등되는 백색 빛을 연속적인 컬러 신호로 변경하여야 하므로 고선명 디지털 영상을 얻기 위해서는 컬러 휠은 초고속으로 회전하여야 하며, 또한 정속회전과 저 진동·소음의 성능을 가지는 스피들모터가 요구된다. 컬러 휠 구동용 모터는 집광렌즈의 빛 신호를 반사 또는 투과하지 않아야 하므로 초소형 크기이어야 하므로 DLP의 컬러 휠 구동용 모터로서 소형·정밀 브러시리스 직류전동기가 사용되고 있다.

본 논문에서는 10,800[rpm]의 회전 속도와 고온(85℃)의 환경 하에서 저 진동·소음의 성능을 가지는 유체동압베어링을 가지는 스피들모터를 DLP에 적용한다.

### 2.2 유체동압베어링 설계

유체동압 베어링의 해석은 다음과 같은 가정을 통해 연속 방정식과 Navier-Stokes 방정식으로부터 유도되는 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)을 사용한다.

- 윤활유체는 Newtonian fluid로서 점성이 일정하고, 등온 상태이다.
- 유체의 관성력은 무시할 수 있으며 층류 유동이다.
- 유막 두께 방향으로의 압력 변화와 중력은 무시한다.

아래 그림은 저널(journal) 베어링의 해석을 위한 좌표계 및 변수를 나타낸 것으로서, R은 저널의 반지름, h는 저널과

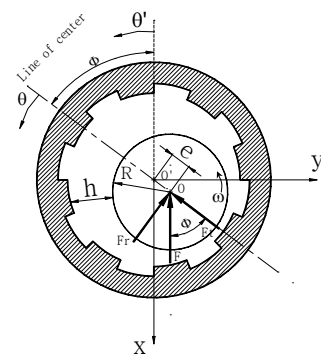


그림 3 저널 베어링의 좌표계 및 변수  
Fig. 3 Reference frame and parameters of the journal FDB

베어링의 간극,  $\omega$ 는 저널의 회전 각속도,  $e$ 는 베어링 중심(O')과 저널 중심(O)과의 변위(편심량)를 나타내며, O'와 O를 연결한 선을 "line of center"라 하며 해석의 기본 좌표가 된다. 또한 F는 베어링에 의한 하중지지 능력(load capacity)을 나타내며, 접선 방향 힘(Ft)과 이루는 각을 자세각(attitude angle)이라고 한다.

이러한 저널 베어링의 해석을 위한 비압축성 레이놀즈 방정식을 원통 좌표계를 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = V_e \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + V_z \cdot \frac{\partial h}{\partial z} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

여기서,  $x = R\theta$ ,  $R =$  일정,  $V_\theta = \frac{R\dot{\theta}}{2}$

이며,  $\mu$ 는 유체의 점도이다. 유체동압 베어링의 안정성 해석을 위해서는 저널이 임의의 편심량을 가지고 회전할 때, 유막에서의 강성계수와 감쇠계수를 구해야 하며, 이를 위해 섭동법(perturbation method)을 이용하였다. 그림 1과 같이 베어링에 고정된 좌표계에 대하여, 준 평형 상태에 있던 저널에 외부 교란에 의해 미소변위가 발생하였다고 하면, 간극과 간극의 시간 변화율 및 유체 두께의 정의는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

고정좌표계(X-Y) :

$$h = c + (e_x + z' \sin \theta_y) \cos \theta' + (e_y + z' \sin \theta_x) \sin \theta' \quad (2)$$

회전좌표계(x-y) :

$$h = c + (e + z' \sin \theta_y) \cos \theta + (-z' \sin \theta_x) \sin \theta \quad (3)$$

여기서,  $z' = z - z_{mc}$ ,  $z_{mc}$  : 질량 중심(center of mass)  
 $\theta'$  : 고정자좌표계 기준

이며, 여기서,  $c$ 는 동심 상태에서 저널과 베어링의 틈새(clearance)이며,  $e$ 는 편심량(eccentricity)이다.

트러스트(thrust) 베어링의 해석을 위한 비압축성 레이놀즈 방정식을 원통 좌표계를 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{r \partial r} \left( r \cdot \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left( \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{\partial p}{r \partial \theta} \right) = V_r \cdot \frac{\partial}{r \partial r} (rh) + V_\theta \cdot \frac{\partial h}{r \partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

트러스트 유체 두께의 정의는 다음과 같다.

고정좌표계(X-Y) :

$$h = c + z'(2 - \cos \theta_x - \cos \theta_y) + r(-\sin \theta_x \sin \theta' + \sin \theta_y \cos \theta') \quad (5)$$

회전좌표계(x-y) :

$$h = c + z'(2 - \cos \theta_x - \cos \theta_y) + r(-\sin \theta_x \sin \theta + \sin \theta_y \cos \theta) \quad (6)$$

이를 통하여 저널 및 트러스트 베어링의 힘(force)과 토크

(torque)를 계산하며, 미소변위에 대한 압력변화에서 병진운동(translation motion)에 대한 압력 변동분과 코니컬 운동(conical motion)에 대한 압력 변동분으로 부터, 유한 요소법을 이용하여 유체동압 베어링의 특성을 해석한다.

또한, 무차원 반경방향 힘(Fr)과 무차원 접선방향 힘(Ft) 및 자세각( $\Phi_0$ )을 계산하여 편미분 방정식으로 풀고, 면적에 대한 적분을 통하여 각 방향의 무차원 강성(stiffness) 계수와 무차원 감쇠(damping) 계수를 구할 수 있다.

동압 베어링으로 지지 되는 회전체는 일반적으로 두 가지 형태의 불안정 진동 현상을 찾아볼 수 있다. 첫째는 회전체의 불평형성(unbalance)에 의한 동기 진동(synchronous vibration)과, 둘째는 비동기 자력 진동(self-excited non-synchronous vibration)이다. 특히 그림 4와 같이 소결 다공질 금속 베어링과 같이 플레인(plain) 저널베어링을 사용하는 회전체의 경우, 즉 그르브(groove)가 없는 경우, 경부하 상태 또는 고속 회전시 회전축의 편심량이 거의 없는 동심 부근에서는 반경방향 분력이 급격히 줄어들어 거의 0이 되게 된다. 이 때 상대적으로 커진 접선방향 분력에 의하여 회전체의 회전방향과 같은 방향으로 회전 주파수의 반에 해당되는 주파수를 가지고 회전체의 중심이 베어링 중심을 공전하는 비동기 회전이 쉽게 유발되는데 이를 반주파수 선회(half-frequency whirl)라고 하며 저널베어링에서 발생하는 대표적인 불안정 현상이다. 접선방향 분력에 의해 발생된 이 현상은 운전 속도를 증가시켜도 잘 없어 지지 않는다.

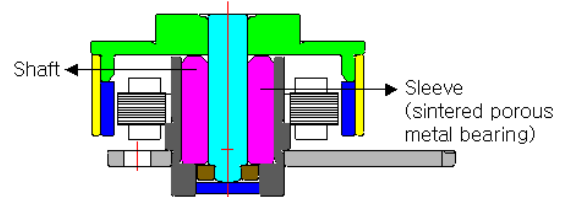


그림 4 소결 다공질 금속 베어링을 가지는 스피들모터의 구조  
 Fig. 4 Structure of a spindle motor with the sintered porous metal bearing

또한 저널의 진동 주파수가 고유진동수와 일치하여 발생하는 경우는 오일 휩(whip)이라 하는데 방지할 경우 베어링의 심한 물리적 파손을 야기한다.

결국 저널베어링이 안정적이기 위해서는 하중방향으로 압력을 발생시켜 저널이 작은 자세각을 유지하며 회전하도록 하여, 즉 접선방향의 힘이 상대적으로 반경방향 힘보다 작아지게 하여, 휩(whirl)에 의한 원심력과 반경방향의 힘이 평형을 이루도록 해야 한다. 그러나, 이러한 소결 다공질 금속 베어링은 동심 부근에서 반경방향의 힘이 거의 0이므로 불안정 해지기 쉽다.

따라서 이런 불안정성을 억제하기 위하여 베어링 표면의 형상을 썸기막 효과(wedge film effect)가 생길 수 있게 변형시켜서 동심 부근에서도 반경방향 힘이 존재 할 수 있도록 도안된 것들이 로브(lobe), 나선형의 홈(spiral), 물결무늬(wave), 헬리컬(helical) 등과 같은 그르브(groove)이며, 유체동압 베어링 또한 이들을 적용한다. 그르브가 있는 유체동압베어링의 경우는 홈에 의한 윤활 유체의 펌핑(pumping)

효과로 마치 정압 베어링과 같은 효과를 얻을 수 있어 경부하 및 고속운전에 유리하다. 따라서 위의 두 가지 불안정성 현상을 피하여 고속 안정성을 확보하기 위해서는 유체동압베어링에 대한 안정성 해석이 중요하다.

본 연구에서는 이상화한 베어링 계에 대해 수치해석으로부터 구한 동특성 계수를 이용하여 편심율에 따른 불안정영역을 조사하기 위해 안정성해석을 수행한다. 유체 동압 베어링의 안정성을 나타내는 무차원 임계질량(dimensionless critical mass)은 강성계수와 감쇠계수에 크게 의존함을 알 수 있으며, 무차원 임계질량은 강성계수와 감쇠계수에 의해 계산되어지는 값보다 작아야 베어링이 안정한 것이며, 특히 우수한 안정성을 확보하기 위해서는 강성계수를 증가시킬 수 있는 강건 설계가 필수적이다.

그림 5는 제안하는 유체동압베어링을 가지는 DLP 스피들 모터의 구조를 보여주고 있다. 모터에서 허브(hub), 축(shaft), 자석(magnet), 커버 T는 회전하며, 베이스 플레이트(base plate), 슬리브(sleeve), 스테이터 코어(stator core), 커버 B, 코일 권선 등은 고정되어 있는 구조이다. 유체동압 베어링은 축, 슬리브, 커버 B, 허브, 커버 T로 구성되어 있으며, 베어링의 슬리브는 트러스트 베어링을 구성하기 위하여 위쪽에 플랜지 형태의 모양을 하고 있다.

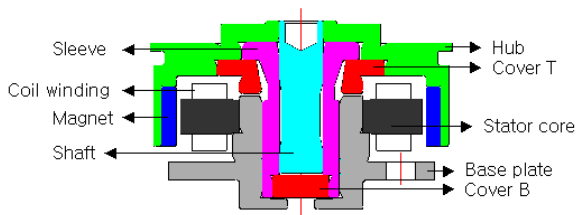


그림 5 유체동압베어링을 가지는 스피들 모터의 구조  
Fig. 5 Structure of a spindle motor with FDB

그림 6은 제안된 유체동압베어링의 그르브의 구성과 캐필러리 실(capillary seal)을 보여주고 있다. 그르브의 구성은 저널베어링과 트러스트 베어링용으로 되어 있으며, 축 외경 바깥 면과 슬리브 내경 안쪽 면, 허브 아랫면과 커버 T사이에는 오일이 충전 되어 있고, 오일은 캐필러리 실이라고 표시된 부분까지 오일이 존재한다. 구성되어진 저널베어링은 그림 5에서 표시된 것과 같이 슬리브 내경 안쪽면과 축의

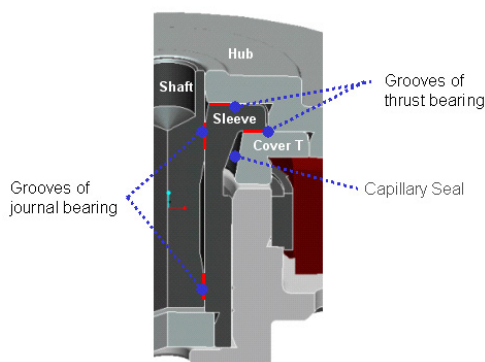


그림 6 유체동압베어링의 그르브의 구성과 캐필러리 실  
Fig. 6 Composition of the grooves and capillary seal of FDB

외경 바깥면에 존재하는 2개의 그르브와 함께 구성된다. 트러스트 베어링은 슬리브 플랜지의 윗면과 아랫면에 존재하는 그르브에 의해 구성되는데, 플랜지의 윗면은 허브의 아랫면과의 오일 갭으로 플랜지의 아랫면은 커버 T와의 오일 갭으로 존재하는 2개의 그르브와 함께 구성된다. 저널 그르브와 트러스트 그르브는 모두 슬리브 면에 가공한다.

허브는 트러스트 베어링의 역할과 자석을 고정하여 회전시키는 두 가지 기능을 한다. 커버 T는 캐필러리 실의 역할을 하면서 트러스트 베어링 끝단에 위치되도록 설계하는데, 이는 모터의 내구성을 확보하기 위하여 오일의 저장 기능과 회전체(허브, 샤프트 등)가 빠져나가지 못하도록 하는 고정체(stopper) 역할을 한다.

또한, 오일이 빠져나갈 수 있는 부분인 슬리브와 커터 T면인 캐필러리 실 부분에 리펠런트 코팅(repellent coating)을 하여, 오일의 표면장력을 크게 하고 이로부터 오일이 누수 되지 않도록 설계한다. 이때, 리펠런트 코팅은 베어링의 회전속도, 베어링 표면의 조도, 이 부위의 갭(gap), 이 부위의 각도 등을 고려하여 코팅하여야 하고, 리펠런트 코팅은 디스펜서(dispenser)를 이용하며 UV 램프(lamp)를 사용하여 코팅 부위를 확인한다.

제안된 유체동압베어링은 다음과 같은 특징을 가지도록 설계한다.

- 구조가 간단하고 적은 부품 수
- 내구성 향상
- 초고속 성능
- 고온에서의 내구성 확보
- 오일 누수 방지
- 저 진동
- 안정성 확보
- 저널 베어링의 길이 확대
- 최적인 2부분의 트러스트 베어링 구조
- 트러스트 그르브 설계에 의한 오일 누수 방지 구조
- 충격에 강한 구조 확보
- 최적인 그르브 설계
- 모터의 내구 수명 확보

그림 7은 베어링에서 고성능을 확보하게 위하여 2가지 설계 각도를 가지는 헤링본(herringbone) 형태의 저널 그르브를 보여주고 있다. 그림 8은 저널 베어링에서 그르브가 위 아래로 두 개 존재할 때, 첫 번째 그르브의 폭이 위가 큰 경우, 두 번째 그르브의 폭이 두개가 같은 경우, 세 번째 그르브의 폭이 아래가 큰 경우에 대하여 보여주고 있으며, 표 1과 같은 설계 폭에 따라 DLP 스피들모터 처럼 모터의 자세가 일정한 경우를 기초로 그림 9와 같이 베어링 성능을 비교하였다. 그 결과 그림 8과 같이 그르브의 위가 아래 넓이 보다 1.5배로 큰 경우(case 2)가 이심률(eccentricity), 즉

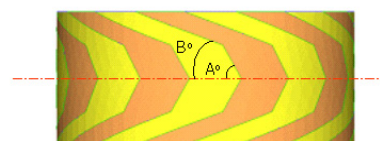


그림 7 저널 그르브 설계  
Fig. 7 Journal groove design

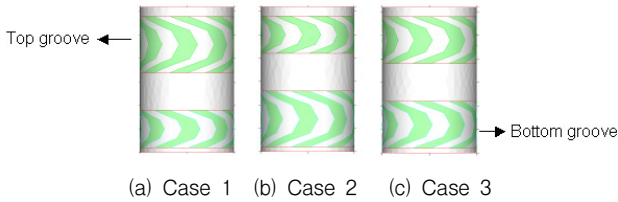
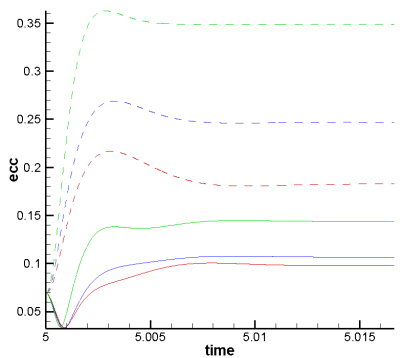


그림 8 위와 아래 그르브의 폭이 다른 저널 베어링  
 Fig. 8 Top and bottom grooves with different width of the journal bearing

표 1 경우에 따른 저널 그르브의 폭  
 Table 1 The width of journal groove to the case

Type	위 그르브 폭 [mm]	아래 그르브 폭 [mm]	비율
Case 1	1.44	0.96	1.5 : 1
Case 2	1.2	1.2	1:01
Case 3	0.96	1.44	01:01.5



- 빨간색 : Case 1
- 파란색 : Case 2
- 연두색 : Case 3
- 실선 : 허브 아래쪽의 불 평형 질량
- 점선 : 허브 위쪽의 불 평형 질량

그림 9 질량 중심의 이심률  
 Fig. 9 Eccentricity of mass center

축의 벗어나는 정도나 밸런싱 효과가 더욱 우수함을 볼 수 있다. 이것은 베어링에서 진동 성능이 더욱 우수하다는 것을 알 수 있다.

유체동압 베어링을 설계할 때, 베어링의 부하능력의 크기 및 부하능력이 작용하는 방향, 즉 자세각의 해석을 통하여 베어링의 성능을 평가한다. 베어링 성능해석을 실시하고, 그르브의 지방을 결정하며, 온도에 따른 오일 특성을 산출하여 25℃에서의 베어링 성능을 산출한다. 이는 모터 성능 시험이 25℃에서 이루어지고 있기 때문이다.

저널 베어링은 모멘트 지지력을 향상시키도록 하며, 저널 베어링을 기준 스펙 내에서 저널 베어링 길이를 가능한 최대한 길게 설계 할 수 있도록 한다.

최적으로 저널 베어링을 설계하기 위하여 제안된 베어링의 기계적 설계 치수와 사양은 표 2와 같다. 그림 10은 설계된 저널 유체동압베어링의 유한요소 해석결과로서 압력분포를

표 2 저널 베어링의 사양

Table 2 Specification of the journal bearing

구 분	단 위	사 양
정격 속도	<i>rpm</i>	10,800
점 도	<i>cSt</i>	17@40[℃]
그르브 형식		헤링본 : 그림 7 참조
베어링 지름	<i>mm</i>	3
저널 베어링 갭	$\mu\text{m}$	7
그르브 깊이	$\mu\text{m}$	5
그르브 각도	<i>deg</i>	60(A), 20(B)
그르브 수		9
그르브 폭 비율		0.5
그르브 폭	<i>mm</i>	1.33(top), 5.2(reservoir), 1.07(bottom)

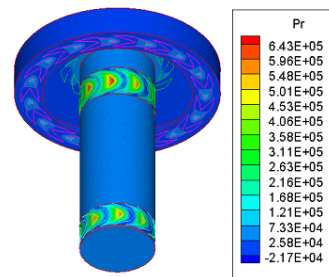


그림 10 저널 베어링 설계와 저널 FDB의 압력 분포  
 Fig. 10 Journal Bearing design and power distribution of journal FDB

나타낸다. 가장 큰 압력 분포는  $6.43 \times 10^5 [\text{N/m}^2]$ 이며, 작을 때는  $-2.17 \times 10^4 [\text{N/m}^2]$  이다.

해석 결과로부터 베어링 저널이 편심 되었을 때, 압력은 베어링 간극이 작은 부분에서 크고, 베어링 간극이 큰 부분에서는 작다. 압력의 차이는 힘을 발생하고, 그 힘은 압력이 큰 부분으로부터 작은 부분으로 작용하게 된다. 즉, 외부 외란에 의하여 발생한 베어링 편심 방향과 반대로 힘이 작용하므로, 베어링의 저널은 힘의 평형을 이루는 지점 즉, 베어링 중심 방향으로 이동하게 된다.

압력 분포에 대한 해석으로부터 베어링 저널의 편심율이 증가하면, 유체압력 차이에 대한 면적이 증가하여 부하능력도 증가하게 된다. 외부외란에 대한 응력방향성분과 부하능력이 이루는 각도인 자세각은 편심율이 작을수록 크다. 회전체에 인가된 불평형 외란은 회전체의 회전에 따라 회전하고, 회전체와 직결된 저널 베어링도 불 평형 외란의 영향을 직접적으로 받는다. 따라서 외부외란에 대한 응력 여유가 충분하지 않으면, 베어링 저널이 회전할 때 기계적 진동 및 소음이 발생하게 된다.

유체동압베어링을 설계하는 경우 축과 슬리브 사이에 오일을 주입하고, 회전체 특성을 가지는 베어링에서 오일이 모터의 회전에 의하여 비산되거나 누수되기 때문에 이를 방지할 수 있는 베어링 구조가 요구 된다.

트러스트 베어링은 슬리브, 허브, 커버 T에 의한 오일 갭에서의 상호 작용에 의하여 동작한다. 그르브의 구성은 앞서 설명한 그림 6과 같으며, 슬리브 플랜지의 윗면은 인워드(inward) 그르브 형식을 가지며, 아랫면은 헤링본 그르브 형

식으로 설계된다.

인워드(inward) 그르브 형식은 축 방향으로의 부하 능력을 가지는 압력 분포를 가지도록 하며, 모터가 회전할 때 오일이 비산되지 않도록 설계된다. 아랫면의 헤링본 그르브 형식은 윗면의 그르브에 의한 압력 분포와 평형을 이루도록 설계한다.

그림 11은 설계된 트러스트 유체동압베어링의 유한요소 해석결과를 보여 주고 있다. 이때 가장 큰 압력 분포는  $8.58 \times 10^4 [N/m^2]$ 이며, 작을 때는  $-1.33 \times 10^4 [N/m^2]$  이다.

이때, 최적으로 설계된 저널 베어링의 기계적 설계 치수와 사양은 표 3과 같으며, 표 4는 표 2와 표 3에서 제시한 베어링의 사양을 토대로 해석 결과에 따른 제안된 유체동압 베어링의 성능을 보여주고 있다. 여기서, Ecc는 이심률을,

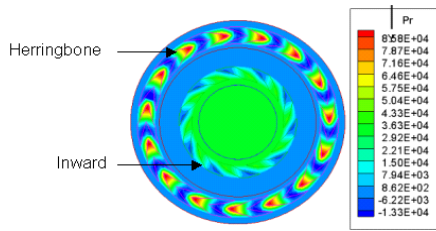


그림 11 트러스트 베어링 설계와 저널 FDB의 압력 분포  
Fig. 11 Thrust Bearing design and power distribution of journal FDB

표 3 트러스트 베어링의 사양

Table 3 Specification of the thrust bearing

구분	단위	사양
위 그르브 형식		인워드(IW)
아래 그르브 형식		헤링본(HB)
헤링본 그르브 지름	mm	6.3(ID), 7.7(OD)
인워드 그르브 지름	mm	3.5(ID), 4.5(OD)
트러스트 베어링 갭	$\mu m$	20
그르브 깊이	$\mu m$	15
그르브 폭 비율		0.5
그르브 수		15(HB), 10(IW)
그르브 각도	deg	20(HB), 25(IW)

표 4 제안된 유체동압베어링의 성능

Table 4 Performance of the proposed FDB

구분	단위	성능 값				
Ecc		0.00E+00	1.00E-01	2.00E-01	3.00E-01	4.00E-01
ClrThTop	mm	2.00E-05	1.00E-05	1.50E-05	2.50E-05	3.00E-05
ClrThBot	mm	2.00E-05	3.00E-05	2.50E-05	1.50E-05	1.00E-05
LoadJn	N	4.04E-05	6.12E-01	1.27E+00	2.04E+00	3.01E+00
LoadTh	N	3.73E-02	-2.07E+00	-6.28E-01	7.36E-01	2.35E+00
Trq	NM	1.36E-03	1.71E-03	1.47E-03	1.32E-03	1.32E-03
TrqJn	NM	6.53E-04	6.54E-04	6.60E-04	6.69E-04	6.84E-04
TrqTh	NM	7.04E-04	1.05E-03	8.13E-04	6.51E-04	6.39E-04
MntX	NM	1.04E-08	-2.98E-05	-6.45E-05	-1.01E-04	-1.38E-04
MntY	NM	1.76E-07	3.32E-03	6.92E-03	1.11E-02	1.64E-02
AngAtt	Deg	-3.43E+01	5.28E+01	5.21E+01	5.07E+01	4.87E+01

ClrThTop과 ClrThBot은 위와 아래 트러스트 베어링의 갭을 각각 나타내고, LoadJn과 LoadTh는 저널과 트러스트 부하, Trq, TrqJn, TrqTh는 전체 토크, 저널 토크, 트러스트 토크를 의미하며, MntX와 MntY는 X와 Y 방향의 모멘트(moment)를 말하며, AngAtt는 자세각을 표현한다.

### 2.3 스핀들모터의 전자계 설계

전자장의 수치해석을 위해 맥스웰 방정식으로부터 계 방정식을 유도하고, 가중 잔차법(weighted residual method)의 일종인 Galerkin 법에 의하여 유한요소 행렬식을 도출한다. 그리고 전압방정식과의 연계를 통한 시간 차분법과 이동 요소 기법을 기술하고, 맥스웰 응력법에 의해 회전 토크 및 불평형 전자기력을 계산한다[13]-[15].

이와 같은 전자계 설계 법을 기초로 DLP 스핀들모터의 전자계 부를 구성하는 환형 영구자석, 코일과 고정자를 최적으로 설계한다. 그림 12와 13은 스테이터 슬롯의 설계 및 스테이터 코어 적층 두께, 크기, 권선 사양 등을 보여주고 있다.

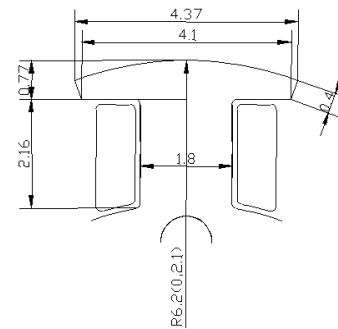


그림 12 스테이터 슬롯의 설계[단위 : mm]

Fig. 12 Design of stator slot [unit : mm]

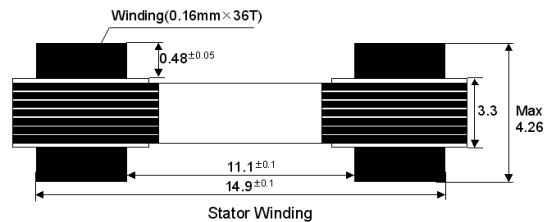


그림 13 스테이터 코어 적층 및 코일 권선 설계[단위 : mm]

Fig. 13 Design of stator core lamination and coil winding [unit : mm]

전자계는 환형 영구자석과 회전자 요크 및 9개의 스테이터 코어로 구성되어 있으며, 자성재료의 철심으로 구성된 고정자의 코일과 영구자석은 자속의 통로가 공기이므로 코일과 쇠교하는 자속으로 토크가 발생한다. 따라서 영구자석의 재료는 잔류 자속밀도, 보자력 및 최대 에너지 밀도가 큰 희토류( $Nd-Fe-B$ )계를 선정한다. 또한, 토크리플 및 전자기적 소음을 저감하기 위하여 영구자석은 정현파 형상의 표면 자속밀도(surface flux density)를 갖도록 자화한다.

그림 14는 제안된 DLP 스핀들모터의 자속선도를 나타낸다. 자속밀도 분포를 살펴보면 영구자석의 자속밀도는  $0.51[T]$ 로 분포되어 있으며, 10,800rpm에서의 선간 역기전력의

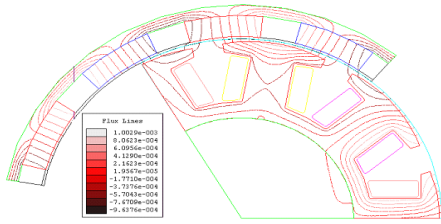


그림 14 제안된 DLP 스피들모터의 자속선도  
Fig. 14 Flux line of the proposed DLP spindle motors

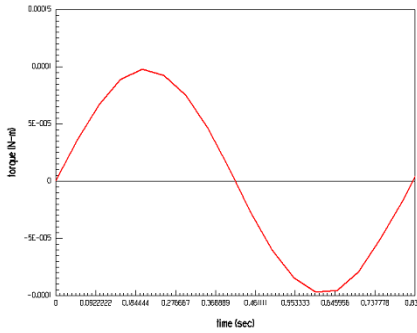


그림 15 스피들모터의 코깅 토크  
Fig. 15 Cogging torque of the spindle motors

최대값은 5.4V이고 정현파이며, 파형으로부터 계산된 역기 전력 상수는 5.7mVsec/rad 이다. 그림 15는 0.00021~0.00018Nm의 코깅 토크(cogging torque)를 보여주고 있다.

표 5는 전자계 해석을 위해 채택된 자석 사양이며, 프로토타입의 스피들모터가 제작될 때 이 사양을 만족하는 자석이 사용 된다. 그림 16은 프로젝터 램프 온도(85도)를 고려하여, 주변 온도가 20도와 100도일 때 스피들모터의 토크와 상 전류의 특성 곡선을 각각 보여주고 있다.

표 5 제안된 스피들 모터의 자석 사양  
Table 5 Magnet specification for the proposed spindle Motor

구분	단위	사양
Residual induction Br	G	7,400
Intrinsic coercive force iHc	Oe	10,000
Coercive force bHc :	Oe	5,400
Maximum energy product (BH)max	MGOe	11
Density	g/cm	5.8

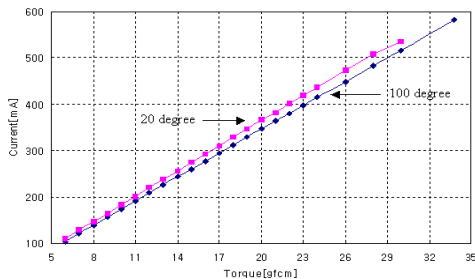


그림 16 온도에 따른 DLP 스피들모터의 토크 및 상전류 특성  
Fig. 16 Torque and phase current characteristics of the DLP spindle motor to the temperature

2.4 실험 결과

본 논문에서는 설계된 유체동압베어링을 가지는 DLP용 스피들모터의 성능을 검증하기 위하여, 프로토타입 브러시리스 DC 모터가 제작되었다. 그림 17는 제작된 모터의 크기를 보여주고 있으며, 그림 18은 DLP 스피들 모터의 사진이다.

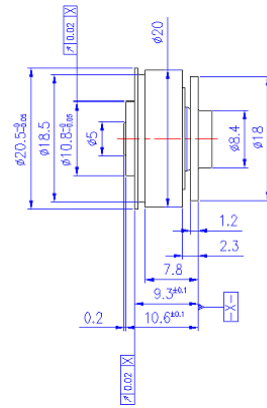


그림 17 제안된 DLP 스피들모터의 크기[단위 : mm]  
Fig. 17 Size of the proposed DLP spindle motor[Unit : mm]

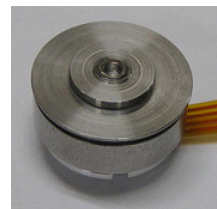


그림 18 프로토타입 DLP 스피들모터  
Fig. 18 Prototype DLP spindle motor with FDB

표 6은 시장에서 고객사가 요구하는 DLP 스피들모터의 사양 및 제안된 DLP 스피들모터의 사양을 보여주고 있으며, 표 7은 부하로서의 갈라 휠의 사양을 나타낸다.

실험을 위하여 구성한 장치는 진동 측정 장치 및 소음 측정 장치로 구성되어 있고, 회전속도 및 소비전류는 진동 및 소음의

표 6 DLP 스피들 모터의 사양  
Table 6 Specification for DLP spindle Motor

분류	단위/공차	사양	환경
극수	Poles	12	
상수	Phases	3	
정격 속도	RPM/0.1%	10,800	
회전 방향		CW	
입력 전압	VDC/2%	12	
기동 전류	A	0.52	
토크 상수	mN.m/A	5.7	@25C
DC 코일 저항	/10%	3.7	@25C
인덕턴스	mH	0.40	@1KHz
무부하 상 전류	mA	<190	@25C
	mA	<130	@90C
무부하 소음	dBa/max.	<35	@10cm
Run-out(부하시)	m/max.	<25	

표 7 칼라 휠 사양

Table 7 Specification of the color wheel

분 류	단 위	사 양
외각 지름	mm	46
무게	g	14
관성	gcm <sup>2</sup>	28
칼라 휠 조각 수	개	7

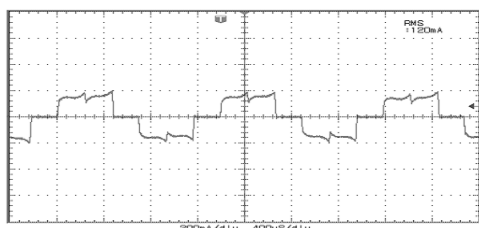
측정 시 동시에 측정하였다. 전동기의 소음 및 진동 측정 시 시스템을 이용하여, 스피들모터 회전체의 상측 또는 측면에서 프르브(probe)에 의하여 신호를 입력받아 진동 및 소음을 분석하고, 분석된 내용을 컴퓨터에서 모니터링(monitring) 할 수 있도록 되어 있다.

외부 잡음 유입을 차단하고, 진동 절연을 위하여 옵티컬 테이블(optical table) 위에 제작된 스피들 모터를 지그에 고정시키고, ADE사의 캐패시턴스(capacitance) 변위 센서를 사용하여 모터의 허브 표면의 진동을 측정하였다. DSA (Dynamic Signal Analyzer)는 검출된 신호를 이용하여 센서와 허브 표면의 사이의 거리를 연산 처리하고, 허브 표면의 진동량(Repeatable Run-Out, RRO)을 연산함과 동시에 검출 신호를 이용하여 회전속도를 측정한다.

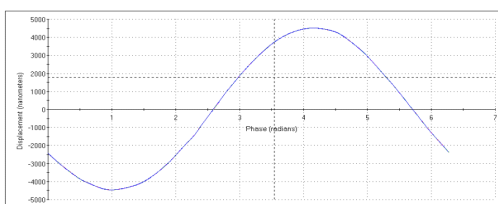
소음 측정은 센서 대신 마이크를 사용하는 것을 제외하고는 진동 측정 장치와 동일하다. 마이크를 통하여 모터 10[cm] 위에서 소음을 측정하고, DSA가 측정 신호를 주파수에 대한 값으로 변환한다. 마이크에 전동기 소음외의 잡음을 차단하기 위하여, 암소음 16[dB] 이하의 무향실에서 실험을 실시하였으며, 지그(jig) 및 소형 절연 테이블을 제작하여, 이를 모터와 바닥면 사이에서 발생하는 소음을 최대한 줄일 수 있도록 설치하였다.

스피들모터의 구동을 위하여 인버터와 인버터 제어기를 설치하고, 오실로스코프 및 전류 프르브(probe)를 이용하여 입력전류를 검출하였다.

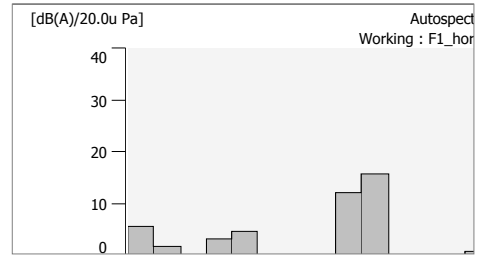
그림 19는 DLP 스피들모터의 회전 속도가 10,800rpm일 때 소비전류, 진동 및 소음 특성을 보여주고 있다. 그림 (a)



(a) 상전류  
(a) Phase current



(b) RRO  
(b) RRO



(c) 소음  
(c) Acoustic noise

그림 19 DLP 스피들모터의 특성

Fig. 19 Characteristics of DLP spindle motor

에서 보여주는 상 전류의 실효치는 120[mA]이었으며, (b)의 축 방향 진동, RRO는 5[μm] 였다. 제작된 DLP 스피들모터들의 RRO는 약 3~8[μm] 정도였으며, 레디얼(radial) 방향의 RRO는 약 5~10[μm] 이었다. (c)는 소음 측정과형으로 위의 실험 조건하에서 29.7[dB] 값을 보여주고 있으며, 모터의 주속도인 10,800[rpm]에서 자석의 극수에 따른 결과로서 180[Hz]에서 17[dB]의 소음 특성을 가지고 있었다.

그림 20은 10분 동안에 DLP 스피들모터의 소음 변동을 측정하였다. 온도에 따른 오일 점도 변화와 유체동압베어링의 안정된 오일 압력 분포에 따라 2분 뒤에 소음이 줄어들 수 있었다.

그림 21은 스피들모터의 구동 후 온도 변화율을 보여주고 있다. 오일이 회전하면서 마찰력에 의한 온도 상승으로 모터 전체의 온도에 영향을 끼치고 있음을 볼 수 있으며, 대기 온도에 비해 약 10도 정도 상승하는 것을 보았다.

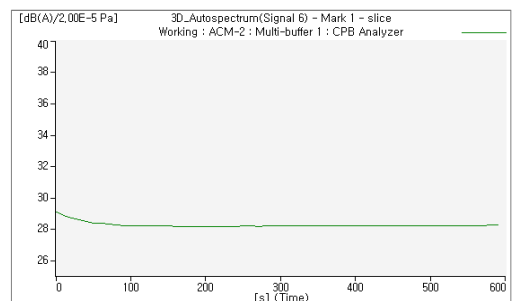


그림 20 10분 동안의 모터의 소음 변동

Fig. 20 Variation of the acoustic noise for the motor during 10 minutes

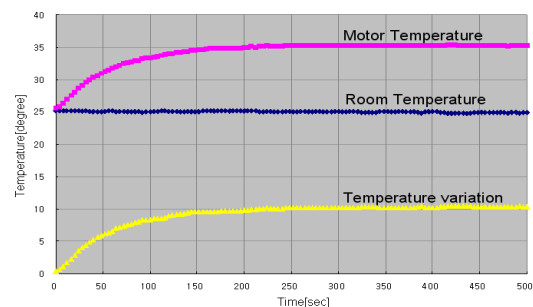


그림 21 시간에 따른 모터의 온도 변동

Fig. 21 Variation of the temperature for the motor to the time



### 3. 결 론

본 논문에서는 디지털 라이트닝 프로세서 컬러 휠 구동용 모터로서 유체동압 베어링의 유한요소 해석 및 실험 결과를 통하여 제안된 스피들모터가 진동·소음 및 소비전류 면에서 고객사가 요구하는 사양을 확보하고, 진동·소음 성능에 있어서는 매우 양호한 특성을 가지고 있음을 확인하였다.

유체동압베어링을 가지는 DLP 스피들모터의 해석으로부터 설계·제작까지의 과정을 일괄적으로 수행하고, 제작된 모터의 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 모터의 부하 및 운전 조건에 최적의 그르브를 가지는 유체동압베어링을 설계할 수 있었다.
- 유체동압베어링의 저널 그르브, 트러스트 그르브, 베어링 구조 설계를 통하여, 오일 누수를 막고, 내구성을 확보할 수 있는 베어링 구조를 설계하였다.
- 유체동압베어링을 이용한 스피들모터의 소음 및 진동 출력 특성으로부터 성능이 양호함을 볼 수 있었다.
- 제안된 스피들모터는 DLP 컬러 휠 구동 모터로서 적합함을 확인하였다.

### 참 고 문 헌

[1] 이 은웅, 김 일중, "소형 정밀 전동기의 기술 동향과 해석 기법," 대한전기학회지, 제45권 2호, pp.11-16, 1996.

[2] 이 은웅, 김 일중, 김 종겸, "전동력 응용 기술의 현재와 미래," Proceeding of KIEE, Vol.45, No.12, pp.28-32, 1996.

[3] G. H. Jang, D. K. Kim and J. E. Oh, "New Frequency Domain Method on Non-repeatable Runout in a HDD Spindle Motor," IEEE Trans on Magn., Vol.32, NO.2, pp.833-838, 1999.

[4] Sang-Moon Hwang, Kyung-Tae Kim, Weui-Bong Jeong, Young-Ho Jung and Beom-Soo Kang, "Comparison of Vibration Sources between Asymmetric HDD Spindle Motors with Rotor Eccentricity," IEEE Trans. on Ind. App., Vol.37, No.6, pp.1727-1731, Dec. 2001.

[5] Ron W. Wonley, "Air Bearings-Are They the Future for the Hard Disk Drive Spindle Motors?," Data Tech, pp.49-52, 2002.

[6] J. X. Shen, K. J. Tseng, D. M. Vilathgamuwa and W.K.Chen, "A Novel Compact PMSM with Magnetic Bearing Artificial Heart Applications," IEEE Trans. on Ind. App., Vol.36, No.4, July 2000.

[7] 十合普, "氣體軸受-設計から製作まで", 共立出版株式會社 昭和59年

[8] L. Nagarathnam, D. Jennings and H. Leuthold, "System Level Dynamics Performance and Testing of Conventional Ball Bearing and Hydrodynamic Bearing Spindle Motors in Hard Disk Drives," ASME AIPSP, Vol.2, pp.85, 1996.

[9] Bootsma, J., "Liquid-Lubricated Spiral Grooved Bearing," Thesis, Technological University Delft, The Netherland, 1975.

[10] J. F. Booker and K. H. Huebner, "Application of Finite Element Method Lubrication : An Engineering, Approach," Trans. ASME Journal of Lub. Tech., Vol.94, pp.313, 1972.

[11] P. K. Goenka, "Dynamically Loaded Journal Bearing : Finite Element Method Analysis," Trans ASME Journal of Tribology, Vol. 106, pp.429, 1984.

[12] G. H. Jang, J. W. Yoon, et al., "Torque and Unbalanced Magnetic Force in Rotational Asymmetric Brushless DC Motor," IEEE Trans on Magn., Vol.32, No.5, pp.5157-5159, 1996.

[13] 中田高義 外, 有限要素法交流電磁石 設計 應用, 森北出判株式會社, 1991.

[14] J.R. Hendershot Jr and TJE Miller, "Design of Brushless Permanent Magnet Motors", Magna Physics Publishing and Clarendon Press, Oxford, 1994.

[15] M. Marinescu and N. Marinescu, "Numerical Computation of Torques in Permanent Magnet Motors by Maxwell Stress and Energy Method", IEEE Trans. on Magnetics, Vol. 24, No.1, pp.463-466, 1988.

### 저 자 소 개



#### 김 응 철(金應哲)

1972년 11월 1일생. 1994년 인하대 전기공학과 졸업. 1996년 인하대 전기공학과 대학원 졸업(석사). 1996. 1 - 현재 국방과학연구소 선임연구원.

Tel : 042) 821-2920

FAX :042) 823-3400

E-mail :wpimw@naver.com



#### 성 세 진(成世鎭)

1948년 7월 15일생. 1973년 서울대 공업교육과 졸업. 1975년 서울대 공업교육대학원 졸업(석사). 1988년 동경공업대학 대학원 졸업(박사). 1976. 1 - 현재 충남대학교 정보통신공학과 교수.

Tel : 042) 821-5654

FAX :042) 823-3178

E-mail : sjseong@cnu.ac.kr