

# FDB 설계의 신뢰성 평가를 위한 형상 Modeling 의 자동화

## Automation of Feature Modeling for Fluid Dynamic Bearing Design

권정민\* · 김희석\* · 구자춘\*

Jeong-min Kwon\*, Hee-seok Kim\*, J. C. Koo\*

Key Words : FDB, HDD, JOURNAL BEARING, HERRINGBONE, SPIRAL

### ABSTRACT

As functional requirement of massive digital information storage devices are on a trend for the higher data transfer rate and lower cost, many different technical efforts are being tested and implemented in the industry. FDB(Fluid Dynamic Bearing) is one of the major breakthroughs in rotor design in terms of TMR budget. Although FDB analysis based on Reynolds' equation is well established and popularly being used for FDB design especially for the estimation of bearing stiffness, there are obvious limitations in the approach due to the inherent assumptions. A generalized analysis tool employing the full Navier-Stokes equation and the energy balance is to be beneficial for detailed FDB design. In this publication, an efficient geometry modeling method is presented that provides fully integrated inputs for general FVM/FDM codes. By virtue of the flexibility of the presented method, many different detailed FDB design and analysis are carried over with ease.

### 1. 서 론

최근 정보 저장매체 중 용량 대비 가격과 품질, 성능과 신뢰성 측면에서 하드디스크의 경쟁력이 더욱 높아지고 있다. 하지만 HDD의 정보저장능력 확대를 위해 디스크 트랙의 고밀도화와 빠른 정보의 입출력을 위한 높은 속도의 디스크 회전은 심한 디스크의 진동을 유발시키고 이는 고용량 HDD에서 해결해야 할 매우 중요한 문제이다.[1]

디스크 진동과 같은 회전체의 진동은 디스크와 함께 회전하는 회전체 구성품들의 영향을 동시에 고려해야 한다. 그 중 회전체를 지지하고 있는 스피들 모터는 정보저장기기의 고성능화 있어서 진동제어를 통한 성능향상을 좌우하는 핵심 기계부품으로 많은 연구가 진행 중이다[2][3].

스피들 모터의 성능에서 중요 관심사항으로 스피들 모터의 회전체를 지지하는 베어링으로 이때 요구되는 것은 고속 회전속도에서 고용량을 위한 안정된 회전특성을 가진 회전체지지 능력이다.

현재 양산되고있는 고용량 HDD에서 요구되는 회전체는 높은 회전속도와 더불어 안정한 동특성을 지닌 베어링을 이용하므로 기존의 일반 볼 베어링과 같은 지지형태로는 위와 같은 고성능 HDD의 동특성 요건을 만족하지 못하여 더 이상 사용이 불가능하다.[4]

이것을 해결하기 위해 FDB(Fluid Dynamic Bearing)가 현재 채택되어 HDD에 사용되고 있다. 하지만 FDB는 정치 또는 회전시의 강성이 낮고 저온에서 기동에 어려움이 있으며 Sealing 및 전도성과 같은 문제도 있어

아직도 실용화에 많은 어려움이 있는등 신뢰성 확보면에 있어서는 많은 연구가 이루어져야 한다.

그동안 FDB의 해석의 주요 관심사는 Bearing의 강성이었으며 이는 주로 Reynolds Equation에 의존한 Model을 사용하여 훌륭한 결과를 짧은시간에 쉽게 얻을 수 있다. 하지만 적절한 강성설계 뿐만 아니라 신뢰성 있는 FDB의 설계가 산업계의 초미의 관심으로 등장하게 되었으며 이에 완전한 Navier-Stokes Equation을 이용한 해석의 필요성이 대두되고있다. 그리고 N-S 방정식과 Energy Equation을 고려하여 난류 및 온도 변화와 작동유의 기화여부 및 기포발생여부 등을 예측하고 또 상세한 Groove의 형상까지 Model하여 Oil과 공기의 접점에서 공기 방울이 Oil 내부로 침투되는 Two Phase Flow 해석이 FDB의 신뢰성 연구에 필요하게 되었다.

위와 같은 연구는 현재 유체해석에 쓰이는 상용유체 해석 Program을 이용하면 별도의 Code를 제작하지 않고 가능하지만 FDB처럼 복잡한 Geometry를 형성하는 것이 불가능하고 또 한번 형성된 Model을 자유롭게 수정하는 것이 불가능하다.

따라서 우리는 FDB의 복잡한 Geometry 생성을 자동화 하고 이를 통해 FDB Design을 Parametric화 하려는 것을 이 연구의 목표로 두고 있다.

### 2. FDB Modeling의 자동화

먼저 HDD에 쓰이는 일반적인 FDB의 형상은 Fig.1과 같이 두개의 Radial Bearing과 두개의 Axial bearing으로 구성되어 있다. 현재 양산 중인 FDB의 Radial bearing의 간극은 0.003mm로 범용 CAD와 일반적인 유체 해석프로그램을 연결하여 이와 같은 Geometry 생성하고 Mesh를 작성할 경우 Modeling 작업 그 자체가

\* 성균관대학교

E-mail : pfkwon@mail.skku.ac.kr

Tel : (031) 290-7910, Fax : (031) 290-5849

매우 어렵고 많은 노력을 요구할뿐 아니라 이렇게 만들어 우 Groove 숫자를 변수로만 제어하여 생성하는 것은 상진 FDB Model 을 수립 시키는 작업은 더욱 어려운 작업 당한 어려움이 있다.

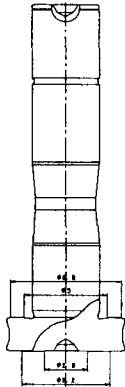


Fig.1 FDB

따라서 일반적인 유체운동 해석 목적으로 제작된 상용 프로그램에서 제공하는 Geometry 생성 방법에서 벗어나 객체지향 프로그램 언어인 Python 을 이용 Geometric Feature 들을 생성하고 이를 상용유체해석 프로그램에서 지원하는 모듈을 통하여 Parameter 값으로만 변형이 가능한 Model 을 제작을 하였다. 전체적인 FDB Modeling 하기 전에 Fig.2 와 같이 Radial Bearing 부분을 먼저 Modeling 하였는데 이때 구현하고자 한 RSS Model 의 경우 Radial Bearing 에서 Unbalance 한 Groove 가 특징으로 먼저 Fig.3 과 같이 Basic Journal Bearing 을 통해 Parameter 값으로만 변형이 가능한 Basic Model 을 구성해 보았다.

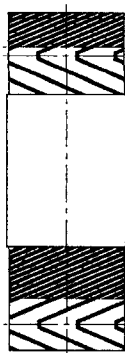


Fig.2 FDB Radial Bearing

Fig.3 의 경우 단순 직선라인을 가지고 있는 형상의 Model 로 Parameter 값으로만 변형이 가능한 File 생성에 큰 문제가 없었으면 기존의 여타 다른 Geometry 생성하는 Tool 로도 가능하다.

하지만 Fig.4 와 같이 곡선반경과 Unbalance 한 Groove 가 서로 수직영역을 간섭 하면서 존재하는 Bearing 의 경

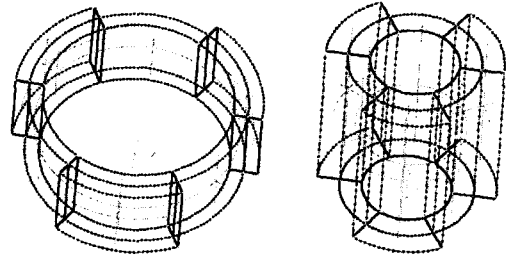


Fig.3 Basic Journal Bearing

이런 문제로 우리가 구현하고자 하는 Fig.4 와 같은 Radial Bearing 을 Modeling 하는데 기존에 Model 생성과 다른 방법인 Python 을 이용하여 Parameter 값으로 생성 가능하도록 하였다.

형상 Modeling 의 자동화를 위한 순서를 정리하면 Fig.5 와 같이 나타낼 수 있다.

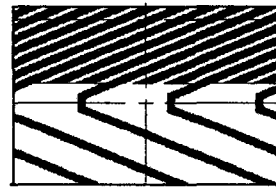


Fig.4 Radial Bearing

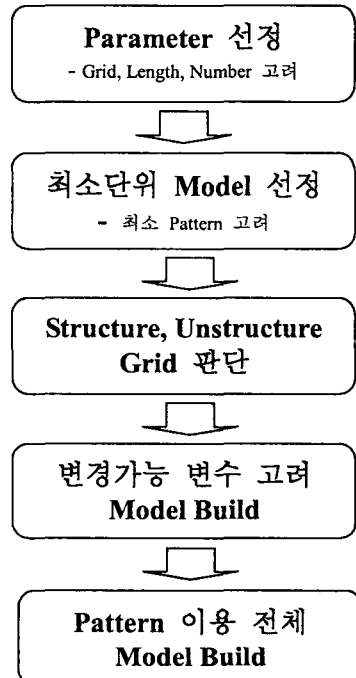


Fig.5 FDB Model 자동화 순서

FBD의 자동화 순서를 보면 먼저 FDB에서 변경하고자 하는 Parameter를 선정한다. Parameter는 FDB에서 변경수요가 많은 부분으로 이번 연구에는 Bearing의 지름, Clearance, Groove Depth, Unbalance Length, 높이, Node 수와 Groove의 수 등을 고려하였다.

이렇게 선정된 Parameter를 중심으로 기본 Model을 선정하는데 Fig.3의 예를 보면 3개의 동일한 Groove와 6개의 Clearance가 존재하는 것을 알 수 있다.

반복되는 부분을 찾아 분해한 후 결정된 최소단위의 Model을 위에 변수를 고려하면서 생성한다.

Fig.4와 같은 Radial Bearing에서 반복되는 최소단위 Model을 선정하여 Wire Frame을 만든 모습이 Fig.6이다.

이때 만들어진 Wire Frame에서 Groove의 각도나 길이 등을 Parameter를 이용 Fig.7처럼 자유롭게 변경할 수 있다.

은 작은 구조물의 해석의 정확성이 떨어질 수 있다는 점이 단점이다. 이런 이유로 대부분 최초 Wire Frame Model에서도 가능하면 이런 고려가 필요하다.

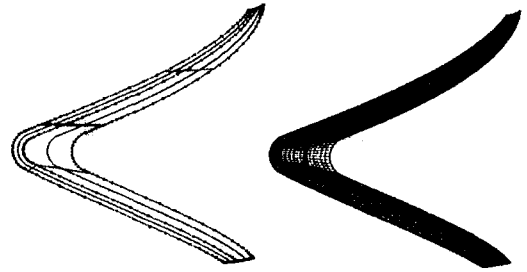


Fig.9 Geometry & Mesh

Fig.9은 Structure Grid로 Modeling된 모습이다. 최소단위 Model인 Fig.9를 바탕으로 전체부분을 Pattern을 이용 Building하면 Fig.10과 같은 Radial Bearing을 Modeling할 수 있다.

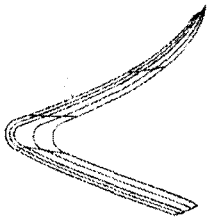


Fig.6 Wire Fame

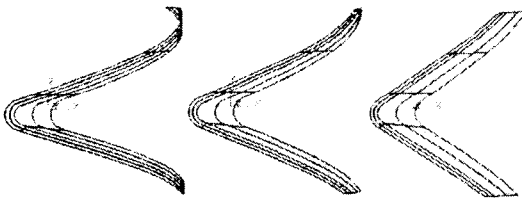


Fig.7 Wire Fame Groove Angle

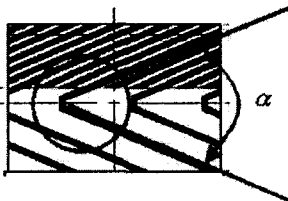


Fig.8 Groove Angle

Fig.7은 Fig.8에 보이는 Groove의 Angle  $\alpha$  값을 Parameter로 18°, 23°, 25°, 33° 자유롭게 변경되는 것을 보여준다.

다음 고려될 사항은 Grid 격자를 위한 Node 수로 이때 해석에서 사용될 Structured Grid와 Unstructured Grid를 판단하게 된다. 해석에서 중요하지 않은 부분이거나 Mesh의 Building이 어려울 경우 Unstructured Grid를 선택하여 Modeling하지만 이 경우 FDB와 같

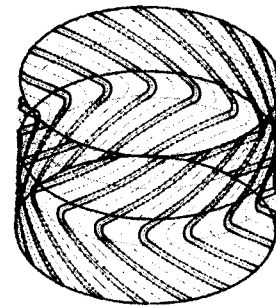


Fig.10 Radial Bearing

이와 같이 각 Parameter로 변형 가능한 형상 Modeling은 변경하고자 하는 값을 사용자가 손쉽게 변형 가능하여 해석을 위한 Geometry 생성에 시간과 노력을 크게 줄일 수 있는 장점을 가지게 된다.

Fig.11의 경우 Radial Bearing의 Clearance Size를 Python으로 변수 조정만으로 Fig.12과 같이 변경 가능함을 보여준다.

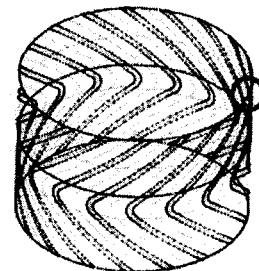


Fig.11 Radial Bearing

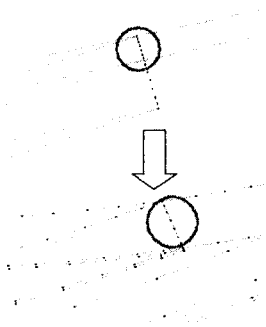


Fig.12 Clearance Size Change

또 해석여건에 따라 Model 의 Node 수와 Mesh 의 Size 를 Fig.13 를 Fig.14 와 같이 간편하게 변경이 가능하다.

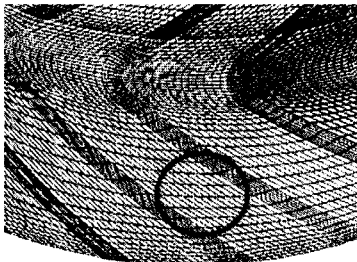


Fig.13 Mesh Size 25

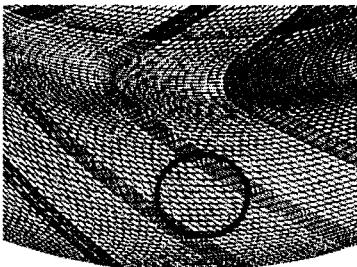


Fig.14 Mesh Size 30



Fig.15 Axial Bearing (Spiral Groove)

FDB 에서 Axial Bearing 의 경우 크게 Herringbone Groove 와 Spiral Groove 로 나눌 수 있는데 이 두 경우도 위와 동일한 방법으로 각 Parameter 를 이용하여 변형 가능하도록 Modeling 하였다.

Fig.15 과 Fig.17 의 경우 Axial Groove 로 Fig.16 과 Fig.18 과 같이 Spiral Groove 와 Herringbone Groove 를 Parameter 를 이용 Modeling 하였다.

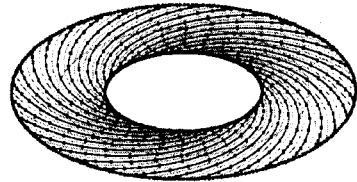


Fig.16 Spiral Groove

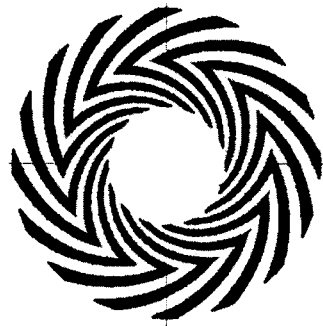


Fig.17 Axial Bearing (Herringbone Groove)

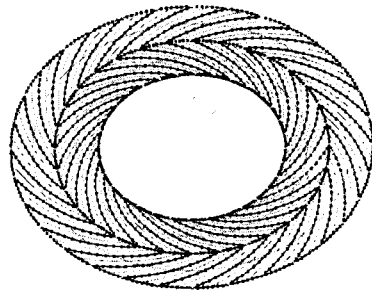


Fig.18 Herringbon Groove

### 3. 구성된 Model 을 이용한 해석예

#### 3.1 해석에 적용된 방정식

Parameter 를 이용한 Model 을 가지고 몇 가지 예를 들어 해석해 보았다. 해석에 사용된 방법으로는 비교대상이 된 Radial Bearing 과 Axial Bearing 의 각각의 유체유동모델을 상용 유체프로그램을 이용 계산하였다. 여기서 적용된 방정식은 우선 지배방정식 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식을 이용하여 Steady State 상태의

최대 압력값과 회전축인 Shaft 에 걸리는 Moment 값의 변화를 해석해 보았다. 이때 회전속도는 7200RPM 이고 Steady State 상태에서는 Viscous model 을  $k-\epsilon$  적용 하였다[4] [5].

각 상태에 적용된 해석방법은 Table I 에 정리하였다.

TABLE I 해석 Model

Item	Calculation Method
Basic equations	Navier-Stokes equation and Continuity Equation
Time advancement	2nd order implicit method
Turbulent model	$K-\epsilon$

### 3.2 Radial Bearing 의 해석

Radial Bearing 의 경우 먼저 Groove Angle 값을  $18^\circ, 23^\circ, 25^\circ, 33^\circ$ 로 변화시켜 Modeling 한 후 최대 압력을 비교해 보았다.

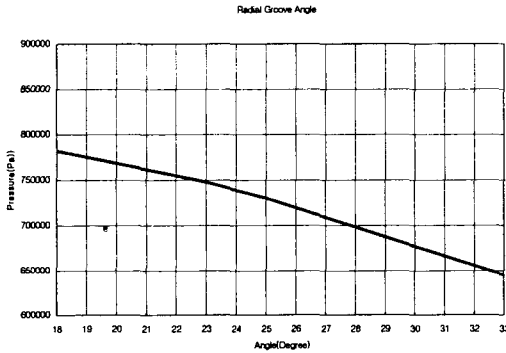


Fig.19 Radial Bearing Max Pressure Profile

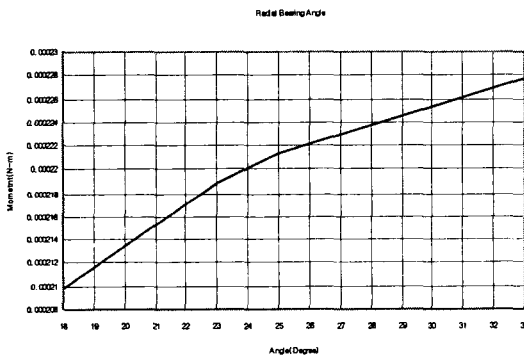


Fig.20 Radial Bearing Shaft Frictional Moment

Fig.19 은 Groove Angle 에 따른 Bearing 내부의 최대 압력값이고 Fig.20 은 Groove Angle 이 변할 때 회전축인 Shaft 에 걸리는 Moment 값을 계산한 것으로 Groove Angle 이 커질수록 Moment 값은 작아지는데 이것은 Groove Angle 이 커짐에 따라 최대 압력은 낮아 지지만 압력면적의 높아져 Moment 값이 높아진 것으로 보인다.

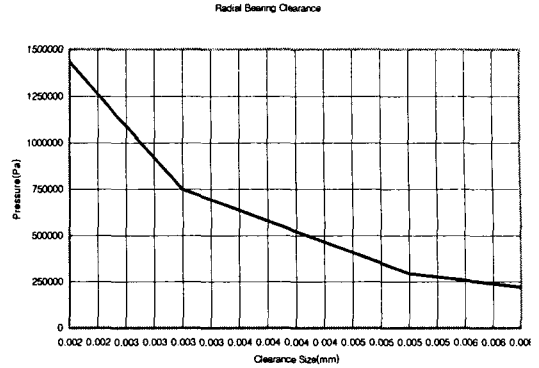


Fig.21 Radial Bearing Max Pressure (Clearance)

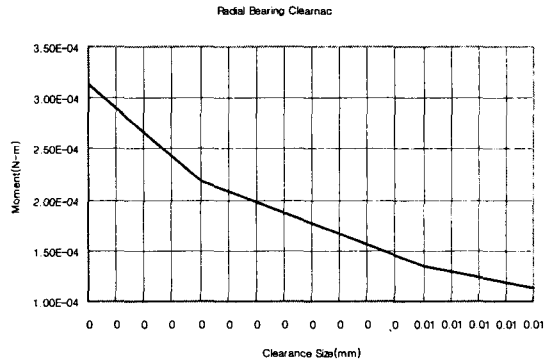


Fig.22 Radial Bearing Shaft Moment (Clearance)

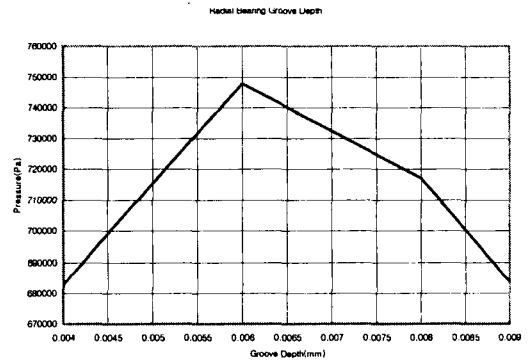


Fig.23 Radial Bearing Max Pressure (Groove Depth)

그러나 Fig.21 와 같이 Bearing 의 clearance 부분이 넓어지는 경우 압력은 0.002mm 에서 0.003mm 로 변할 때 급격하게 감소하며 Fig.22 에서 보듯이 Moment 도 감소함을 보여준다.

Fig.23 Groove 의 Depth 의 경우 0.006 에서 최고 압력값의 정점이 보였고 Fig.24 의 Moment 값은 Groove Depth Size 가 증가할수록 감소 함을 알 수 있다.

또 Shaft 에 걸리는 압력값이 낮아짐에 따라 Moment

감소가 나타남을 보여준다.

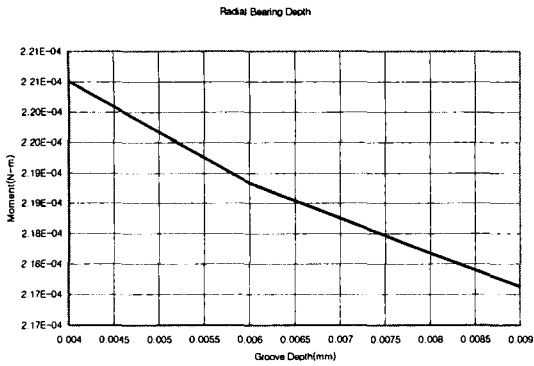


Fig.24 Radial Bearing Shaft Moment (Groove Depth).

### 3.3 Axial Bearing

Axial Bearing 의 경우 비교대상은 동일한 Size 의 지름을 가진 Spiral Groove 와 Herringbone Groove 에 대해서 해석해 보았다.

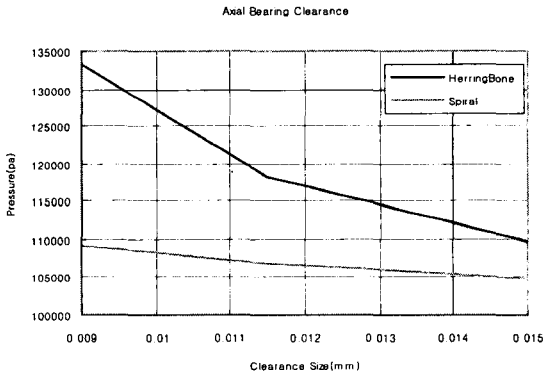


Fig.25 Axial Bearing Max Pressure (Clearance)

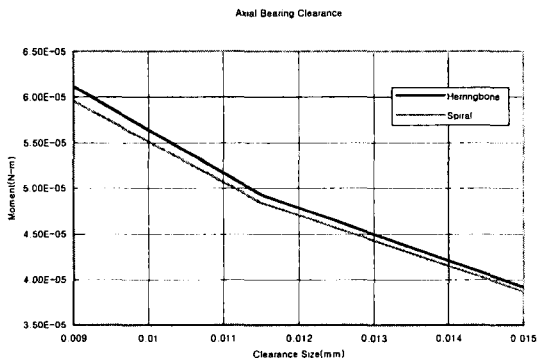


Fig.26 Axial Bearing Shaft Moment (Clearance)

Fig.25 에서 Bearing 의 Clearance 가 증가할수록 최대

압력값도 낮아지고 Shaft 에 걸리는 Moment 도 감소함을 알 수 있다.

하지만 Groove Depth 의 경우 Moment 에 비해 압력감소 변화량이 적은 것이 보였으며 Herringbone Groove 경우 Clearance 에 따른 최대 압력값 변화가 큰 것을 알 수 있다. 또 Fig.25 에서 최대 압력값의 변화는 spiral 보다 Herringbone 의 변화가 0.011mm 에서 더 크게 나타난다.

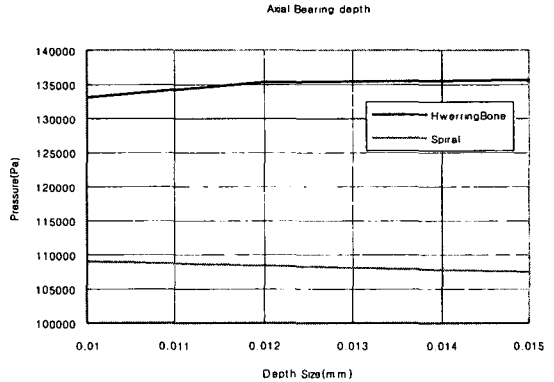


Fig.27 Axial Bearing Max Pressure (Groove Depth)

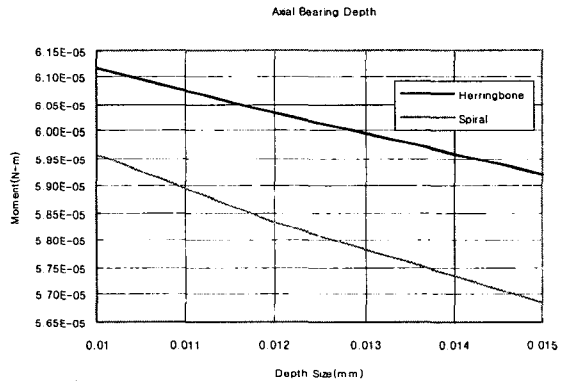


Fig.28 Axial Bearing Shaft Moment (Groove Depth)

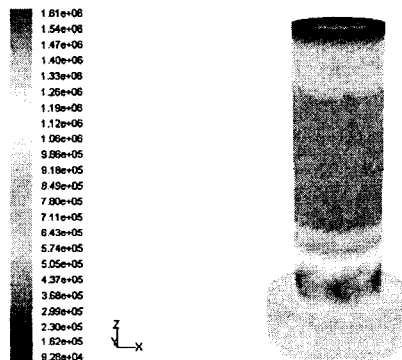


Fig.29 FDB

Fig.29 는 위와 같은 방법으로 Radial Bearing 과 Axial Bearing 을 결합한 FDB 전체의 Model 을 해석한 Steady State 상태의 압력값을 나타낸다.

이로써 N-S Equation 사용할 수 있는 FDB 의 자동화 된 Modeling 의 가능성을 보였다.

### 결 론

FDB 의 형상 Model 을 통해 Navier-Stokes Equation 과 Energy Equation 이용 Full Simulation 을 이용할 수 있었으며 Python 을 이용 FDB Modeling 자동화로 FDB 변경이 자유롭게 되었다.

위와 같은 방법의 자동화 없이 기존의 상용유체 Code 를 이용하여 위와 같은 작업은 거의 불가능 하였다. 따라서 이번에 사용한 Parameter 를 이용한 Modeling 을 바탕으로 FDB Design Optimization 을 위한 좀더 정밀하고 해석시간을 단축할 수 있는 유용한 Modeling 자동화를 이룰 수 있다고 보며 이러한 해석결과를 가지고 Bearing 의 Stiffness 를 계산할 수 있도록 하고 온도 변화와 Two Phase Flow 에 대한 연구가 계속되어야 한다.

### 참고문헌

- [1] 손진승, 꺾주영, 조은형, 고정석, 이행수, 홍민표, 좌성훈 "HDD 의 디스크 공진에 의한 소음 저감연구," 한국소음진동공학회 2001 년도 추계학술대회논문집 PP.39-45
- [2] Tadao Iwaki, Shuji Yamane, and Daisuke Konno, "Numerical Analysis of Spindle Motor with Concical Air Dynamic Bearing using a Monte Carlo Method," March 1999, No.2, Vol.35, *IEEE Transaction On Magnetics*.
- [3] D.Bommeau, J.Absi, "Analysis of Aerodynamic Journal Bearing With Small Number of Herringbone Grooves by Finite Element Method," October 1994, Vol.116, pp. 698-704, *Transaction On the ASME*.
- [4] C.-P.Roger Ku, "Dynamic Characteristics of Hard Disk Drive Spindle Motors-Comparison and Between Ball Bearings and Hydrodynamic Bearings," April 1996, Vol.118, pp.402-406, *Transaction On the ASME*.