

# 유정압베어링 운동특성의 효과적인 예측을 위한 새로운 유막 해석방법의 개발

전상렬<sup>#</sup>, 김권희<sup>\*</sup>

## Development of a New Analysis Method of Fluid Film for Efficient Estimate of the Moving Characteristics of Hydrostatic Bearings

Sang Youl Jeon<sup>#</sup> and Kwon Hee Kim<sup>\*</sup>

### ABSTRACT

Hydrostatic bearings are widely used in precision machines due to their high motion guide accuracy, low friction and high load carrying capacity. It is very useful to estimate the moving characteristics of hydrostatic bearings in the design stage. A new method is suggested for the analysis of fluid film in hydrostatic bearings. A combined mesh of 8 node solid elements with negligible deformation resistance and spring-dashpot elements is used in conjunction with the user subroutine of ABAQUS to represent the fluid film. The mesh can be used to capture the deformation of the bearing structure as well as the varying properties of fluid film. Analysis results from the finite element model are compared with theoretical solutions, results from FLUENT analysis and some previous works. With this method, static and dynamic analyses of the system containing the bearings can be performed efficiently.

**Key Words** : Hydrostatic bearing (유정압베어링), FEM analysis (유한요소해석), Fluid film element (유막요소), User subroutine (사용자 부프로그램)

### 1. 서론

현대의 가공기술은 정밀화, 고속화, 지능화 되어 가고 있다. 이러한 가공기술의 발달에 각종 초정밀 가공기계가 많은 기여를 하고 있다. 가공기계의 초정밀화, 고속화에 필수적인 요소가 운동을 안내하는 베어링이다.

정밀 가공기계에는 유정압베어링이 많이 사용되고 있다. 유정압베어링은 마모 없이 반영구적인 수명이 보장되며 강성이 매우 높은 장점이 있다.

유정압베어링의 운동특성을 예측하는 유력한 수단으로 유한요소해석을 들 수 있다. Dozodz<sup>1</sup>은 포켓이 얇은 경우에 대하여 유동 패턴과 압력 분포를 연구하였다. Braun<sup>2</sup>은 포켓의 깊이가 깊은 경우와 얇은 경우에 대하여 압력 분포와 유동 패턴을 비교하였다. Sharma<sup>3,4</sup>은 4개의 포켓을 가진 베어링 구조의 변형이 성능 지표에 미치는 영향을 연구하였다. Beek<sup>5</sup>은 여러 포켓을 갖는 유정압 슬러스트 베어링이 기울어져 있는 경우에 베어링의 형상이 자기 정렬(self-alignment) 성능에 미치는 영

<sup>1</sup> 접수일: 2002년 12월 9일; 게재승인일: 2003년 7월 11일  
<sup>#</sup> 교신저자: 고려대학교 기계공학과, 현재 ㈜에티월드 근무  
Email: jsyoul@attic.co.kr, Tel: (02) 745-3790  
<sup>\*</sup> 고려대학교 기계공학과

향을 연구하였다. Park<sup>6</sup>은 레일의 형상오차와 테이블의 설계조건으로부터 테이블의 운동정밀도를 해석할 수 있는 알고리즘을 제안하였다.

본 연구에서는 유정압베어링의 운동특성을 효과적으로 예측하기 위하여 새로운 유막 해석방법을 개발하였다. 즉, 범용 프로그램인 ABAQUS의 사용자 부프로그램을 이용하여 유막의 특성을 나타내는 유막요소를 개발하였고 이 요소의 신뢰도를 기존 연구결과와 비교하여 확인하였다. 개발된 유막요소를 이용한다면 유정압베어링을 장착한 기계 구조 전체의 특성을 예측할 수 있을 것이다.

## 2. 기초 이론

유정압베어링 설계는 두 평판 사이의 좁은 통로를 빠져나가는 유체의 층류 점성 유동에 대한 압력과 유량 계산을 필요로 한다.<sup>7,9</sup> 포켓에서 렌드를 통과하는 유동은 근사적으로 1 차원 유동, 즉 Poiseuille 유동으로 볼 수 있다. Poiseuille 유동의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\mu \frac{d^2 u}{dy^2} = \frac{dp}{dx} \quad (1)$$

식 (1)로부터 틈새  $h$ , 폭  $w$ , 길이  $l$ 의 유동 채널에 대한 유량을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$q = -\frac{wh^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \quad (2)$$

압력 구배  $dp/dx$ 는  $-(p_1 - p_2)/l$ 과 같다고 보면 식 (2)를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$q = \frac{wh^3}{12\mu l} (p_1 - p_2) \quad (3)$$

유동 저항  $R$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$R \equiv (p_1 - p_2)/q = \frac{12\mu l}{wh^3} = \frac{\mu}{Bh^3} \quad (4)$$

여기서  $B$ 를 등가 베어링 폭이라고 한다  
베어링의 짜냄 효과(squeeze effect)에 의한 패드

내 유체의 체적 변화율은 다음 식과 같다.

$$q_{squeeze} = A_e \frac{dh}{dt} \quad (5)$$

여기서  $A_e$ 는 패드의 유효 단면적이다. 리스트릭터를 통한 패드의 유입 유량과 렌드를 통한 유출 유량은 다음 식과 같다.

$$q_{in} = \frac{p_s - p_p}{R_r} \quad (6)$$

$$q_{out} = \frac{p_p}{R_p} = p_p \frac{\bar{B}h^3}{\mu} \quad (7)$$

여기서  $p_s$ 는 펌프의 공급 압력,  $p_p$ 는 포켓의 압력이며  $R_r$ 은 리스트릭터의 유동 저항,  $R_p$ 는 패드의 유동 저항이다. 포켓으로 유입되는 유량은 유출 유량의 합과 같아야 한다. 즉,

$$\left(\frac{dq_{in}}{dp_p}\right)\delta p_p = \left(\frac{\partial q_{out}}{\partial p_p}\right)\delta p_p + \left(\frac{\partial q_{out}}{\partial h}\right)\delta h + A_e \frac{dh}{dt} \quad (8)$$

이다. 여기서  $\delta p_p$ ,  $\delta h$ 는 각각 포켓 압력과 베어링 간극의 동적 변화량이다. 식 (8)에 식 (6), (7)과  $\delta W = A_e \delta p_p$ ,  $x = -h$ 를 대입하면 다음과 같은 식을 구할 수 있다.

$$\frac{\delta x}{\delta W} = \frac{\frac{\bar{B}h^3}{\mu} + \frac{1}{R_r}}{A_e(3p_p \frac{\bar{B}h^2}{\mu} + A_e D)} \quad (9)$$

이 식에  $D = j\omega$ 를 대입하여 정상 상태 주파수 응답을 구할 수 있다. 패드 유막의 스프링 상수와 감쇠 계수는 다음 식과 같이 주어진다.

$$k = \frac{3A_e p_p}{h} \frac{R_r}{R_r + R_p} \quad (10)$$

$$C = A_e^2 \frac{R_r R_p}{R_r + R_p} \quad (11)$$

### 3. ABAQUS 에 적용되는 유막요소의 개발

유정압베어링의 작동 중에 베어링 간극이 변화하고 이에 따라 패드 압력이 변화할 수 있다. 패드 압력의 변화는 베어링 블록 및 레일에 전달되는 힘의 변화를 초래한다.

유한요소해석을 위해서는 이러한 베어링 유막의 특성을 표현할 수 있는 요소(element)가 있어야 한다. 본 연구에서는 범용 프로그램인 ABAQUS 를 사용하였다. ABAQUS 에서는 사용자 부프로그램을 이용하여 베어링 유막을 대표하는 유막요소를 만드는 것이 가능하다.<sup>10-11</sup>

유막요소를 개발하는 데에 있어서 가장 중요한 점은 유막요소가 베어링 유막의 특성을 얼마나 정확하게 표현하는가 이다. 대부분의 기존 연구들은 하나의 베어링 패드를 하나의 스프링-대시포트(spring-dashpot) 모델로 가정하고 해석을 하였다. 또한 패드의 동적 특성을 나타내는 베어링 유막의 스프링 상수 및 감쇠계수를 베어링 간극의 변화에 관계없이 일정하다고 가정하고 해석을 수행하였다. 이러한 가정 하에서는 베어링 유막이 패드 및 레일에 전달하는 힘을 정확하게 계산할 수 없다.

본 연구에서는 유정압베어링의 패드를 여러 개의 분산된 스프링-대시포트 모델로 표현하였다. 또한, 베어링 유막의 스프링 상수와 감쇠 계수가 베어링 간극의 변화에 따라 변한다고 가정하였다. Fig. 1 은 기존 연구와 본 연구의 차이를 나타내고 있다.

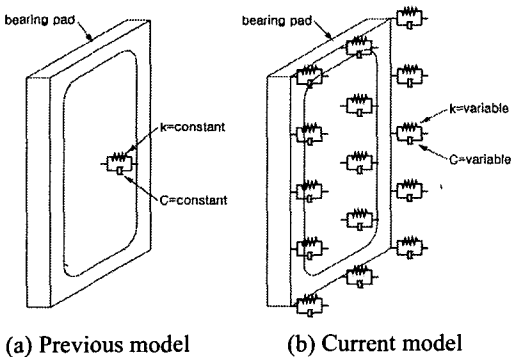


Fig. 1 Comparison of spring-dashpot models for hydrostatic bearings

#### 3.1 유정압베어링 모델의 단순화

베어링 포켓에 모서리 반경이 존재하는데 이 부분에 대하여 정확한 유한요소 모델을 구성하기 위해서는 많은 해석시간과 노력이 필요하게 된다. 과연 이러한 노력이 해석 결과의 정확성에 얼마만큼의 기여를 하는지 확인해 볼 필요가 있다.

Fig.2 는 베어링 패드의 실제 형상과 비교 해석을 위한 단순화된 형상을 나타내고 있다. 단순화된 형상은 패드 포켓의 곡선부를 제외시킨 것이다. 즉, 포켓의 모서리 반경이 0 이며, 모서리로의 유동은 없다고 가정한 것이다.

이러한 모델의 단순화가 해석 결과에 어느 정도의 오차를 유발하는지 확인하기 위하여 패드의 유동 저항을 비교하였다. 실제 형상과 단순화된 형상에 대한 유동 저항의 이론적 계산 결과는 각각  $2.0380 \times 10^{11} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^5$ ,  $2.0723 \times 10^{11} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^5$  이었다. 비교 결과에서 알 수 있듯이 패드 형상의 단순화로 인한 해석 결과의 오차는 1.68%이다. 따라서, 패드의 형상은 단순화시켜서 해석을 하기로 하였다.

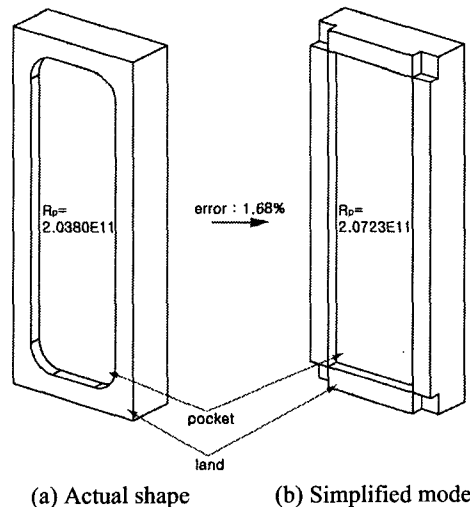


Fig. 2 Comparison of actual shape and simplified model for hydrostatic bearings

#### 3.2 사용자 요소의 알고리즘

Fig. 3 은 유정압베어링 유막, 베어링 블록, 레일의 유한요소 모델을 나타낸다. 이 중에서 유막 요소는 사용자 요소와 널 요소(null elements)로 구성되며, 베어링 블록과 레일은 8 절점 솔리드(solid) 요소로 구성된다.

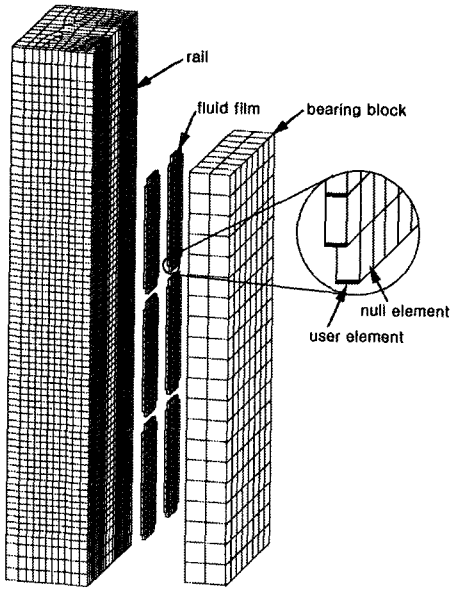


Fig. 3 Mesh of rail, bearing block and fluid film

사용자 요소는 스프링-대시포트 요소이며, 베어링 블록과 레일 사이에 위치하여 베어링 간극의 변화에 따라 패드의 압력 분포를 계산하고 베어링 블록 및 레일에 힘을 전달하는 역할을 한다. 널 요소는 사용자 요소와 절점을 공유하면서 레일 및 베어링 블록과의 접촉면(contact surface)을 설정하는데 이용될 뿐 어떠한 응력도 발생시키지 않는다.

Fig.4 는 사용자 요소의 계산 과정을 간략히 정리한 것이다. 사용자 요소는 ABAQUS 로부터 각 절점의 초기 좌표, 변위, 속도, 가속도 및 물성치 등의 정보를 전달 받는다. 이 정보로부터 각 절점에서의 질량 및 베어링 간극을 계산한다. 베어링 간극이 계산되면 각 내부 요소의 유동 저항 및 패드 전체의 유동 저항을 구할 수 있다. 또한, 패드의 유동 저항으로부터 포켓 압력, 각 절점에서의 힘 및 강성을 구하게 된다. 마지막으로 각 절점에서의 힘 및 강성을 ABAQUS 로 전달한다.

사용자 요소의 계산 과정에서 가장 중요한 부분은 패드의 유동 저항을 구하는 부분이다. 패드의 유동 저항으로부터 패드의 압력 분포, 강성계수, 감쇠계수 등을 계산하기 때문에, 패드의 유동 저항을 정확히 계산하여야 한다.

Fig. 5 는 하나의 패드에 대한 유막요소를 나타낸 것이다. 패드는 포켓과 랜드로 구성되며, 패드의 유동 저항은 결국 랜드의 유동 저항이다. 랜드

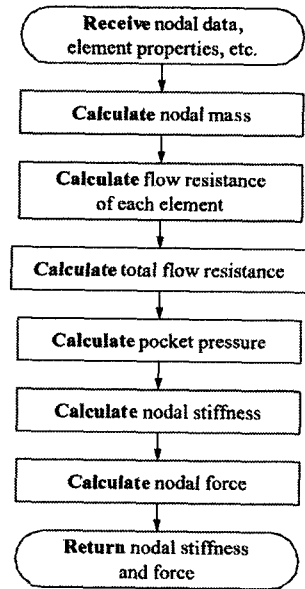


Fig. 4 Flowchart of user element

의 유동 저항은 랜드에 위치한 유막요소의 유동 저항을 구함으로써 계산될 수 있다. 또한, 각 유막 요소의 유동 저항은 두 평판 사이의 유동 저항을 구하는 식 (4)로부터 구해진다.

패드의 유동 저항은 랜드에 위치한 유막요소의 유동 저항을 조합함으로써 구할 수 있다. 즉, 요소 E11 과 E21 은 작동 유체의 흐름에 대하여 직렬로 연결되어 있기 때문에, 두 요소에 대한 유동 저항은 각 요소의 유동 저항을 합하면 된다. 그리고, 요소 E11 과 E12 는 작동 유체의 흐름에 대하여 병렬로 연결되어 있기 때문에, 두 요소에 대한 유동 저항은 각 유동 저항의 역수를 합한 후 역수를 취하면 구할 수 있다. 이와 같은 방법을 랜드의 모든 요소에 적용하면 패드의 유동 저항을 구할 수 있다.

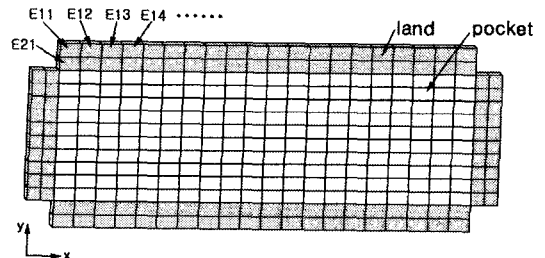


Fig. 5 Fluid film elements for one pad

포켓 압력은 패드의 유동 저항과 리스트릭터의 유동 저항이 직렬로 연결되어 있기 때문에 다음 식으로부터 구할 수 있다. 여기서  $p_s$  는 펌프의 공급 압력이다.

$$p_p = p_s \frac{R_p}{R_p + R_r} \quad (12)$$

포켓 압력을 구하면 패드 전체의 압력 분포를 알 수 있다. 포켓 부분의 압력은 일정하며, 랜드 부분의 압력은 포켓 압력으로부터 선형적으로 감소한다. 이러한 압력 분포로부터 패드의 전체 하중에 대한 각 절점의 하중 기여도를 구할 수 있다. 즉, 각 절점이 전체 패드가 지지하는 하중 중에서 얼마만큼의 하중을 분담하는가를 구할 수 있다.

각 절점에서의 스프링 상수와 감쇠 상수는 식 (10)과 (11)로부터 패드 전체의 스프링 상수  $k$  와 감쇠 상수  $C$  를 구한 후, 각 절점의 하중 기여도를 곱하여 구한다.

#### 4. 유막요소의 검증

##### 4.1 정적 해석에 대한 검증

유막요소가 정적 해석에서 베어링 유막의 특성을 잘 표현하는지 검증하기 위하여 ABAQUS 를 이용하여 단일 패드에 대한 해석을 수행하였다. 또한, 비교 평가를 위하여 FLUENT 를 이용한 전산 유체 해석도 수행하였다. 이러한 해석 결과와 이론값을 비교하여 사용자 요소의 정적 해석에 대한 신뢰도를 평가하였다.

정적 해석에 대한 신뢰도 평가하기 위하여 다음과 같은 경우에 대하여 비교 해석을 수행하였다.

- Case 1 : 베어링 간극이 30  $\mu\text{m}$ 로 일정
- Case 2 : 베어링 간극이 10  $\mu\text{m}$ 로 일정
- Case 3 : 베어링 간극이 50  $\mu\text{m}$ 로 일정
- Case 4 : 베어링 간극이 길이 방향 변화
- Case 5 : 베어링 간극이 길이, 폭 방향 변화

또한 유막요소의 개수가 해석 결과에 얼마만큼의 오차를 유발하는지 알아보기 위하여 요소가 320 개인 경우와 122 개인 경우에 대하여 해석을 수행하였다.

Fig. 6 은 ABAQUS 의 해석에 사용된 유한요소

모델을 나타낸 것이다. 유막 요소에서 레일과 만나는 면에는 접촉 조건을 부여하였으며, 반대 면에 위치한 절점의 변위는 완전히 구속하였다. 마찬가지로, 레일을 이루는 요소에서 유막 요소와 만나는 면에는 접촉 조건을 부여하였으며, 반대 면의 절점은 완전히 구속하였다.

Fig. 7 은 FLUENT 해석에 사용된 유한요소 모델을 나타낸 것이다. 모델은 리스트릭터와 패드의 내부에 존재하는 유체만으로 구성된다. 리스트릭터의 입구에 해당되는 면에는 펌프 공급 압력을 경계 조건으로 부여하였으며, 패드의 출구에 해당되는 면에는 대기압을 경계 조건으로 부여하였다.<sup>12</sup>

해석 결과의 비교를 위하여 패드의 중심에서 길이 방향(x 축 방향)에 대한 압력의 변화를 case 1 에 대하여 Fig. 8 에 제시하였다.

모든 경우에 대하여 유막요소를 이용한 ABAQUS 해석 결과는 이론적 계산 및 FLUENT 해석 결과와 압력 분포의 경향이 잘 일치하고 있다. 단지 랜드의 시작 부분과 끝 부분에서 약간의 차이를 보이고 있다. 이러한 차이는 유막 요소의 개수가 적기 때문이다.

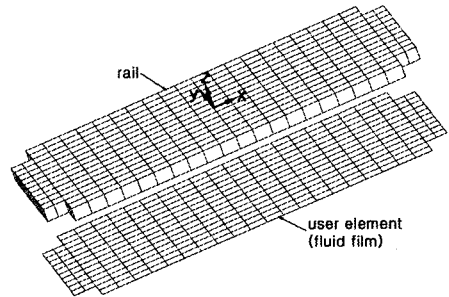


Fig. 6 Mesh for ABAQUS analysis

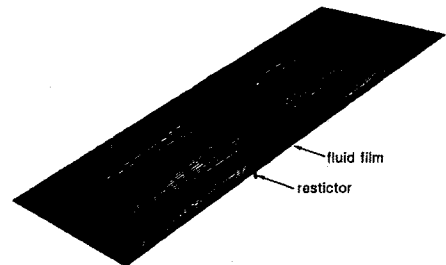


Fig. 7 Mesh for FLUENT analysis

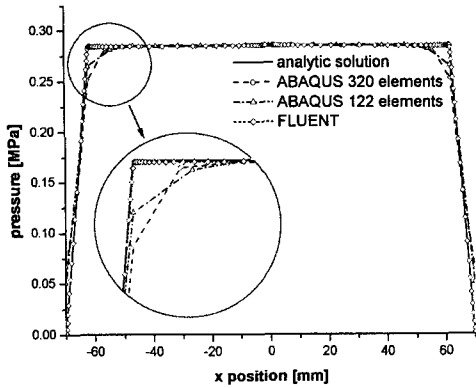


Fig. 8 Pad pressure distribution along x-direction

해석 결과의 오차를 정량적으로 평가하기 위하여 각각의 포켓 압력을 비교해 보았다. Table 1 은 320 개의 유막 요소로 ABAQUS 에서 해석한 결과와 FLUENT 해석 및 이론적 계산 결과를 비교한 표이다. ABAQUS 해석 결과는 이론적 계산 결과와 최대 0.10%의 오차를, FLUENT 해석 결과와 최대 4.41%의 오차를 나타내었다.

Table 1 Comparison of pocket pressure from ABAQUS with 320 fluid elements, FLUENT and analytic solution

Case	Pocket pressure (MPa)		
	ABAQUS with 320 elements	FLUENT	Analytic solution
1	0.2845	0.2853	0.2847
2	0.4859	0.4825	0.4864
3	0.1110	0.1061	0.1111
4	0.2302	0.2274	-
5	0.2466	0.2456	-

Table 2 Comparison of pocket pressure from ABAQUS analysis with 122 or 320 fluid elements

Case	Pocket pressure (MPa)	Error (%)	
	ABAQUS with 122 elements	ABAQUS with 320 elements	
1	0.2851	0.2845	0.21
4	0.2307	0.2302	0.22
5	0.2470	0.2466	0.16

또한, 유막요소가 122 개인 경우와 320 개인 경우의 해석 결과를 같은 방법으로 비교해 보았다.

Table 2 는 각각의 해석 결과로부터 포켓 압력을 비교한 표이다. 유막요소가 122 개인 경우의 해석 결과는 320 개인 경우와 최대 0.22%의 오차를 나타냈다. 따라서 이후의 해석에서는 유막요소를 122 개로 하였다.

#### 4.2 동적 해석에 대한 검증

사용자 요소가 동적 해석에서 베어링 유막의 특성을 잘 표현하는지 확인하기 위하여 단일 패드에 대한 해석을 수행하였다. 해석 모델은 정적 해석에 사용된 모델과 동일하며, 해석 조건은 초기의 유막 두께가 30  $\mu\text{m}$ 에서 0.001 초 후에 29.9  $\mu\text{m}$ 로 감소하는 것으로 하여 해석하였다.

유막 두께가 29.9  $\mu\text{m}$ 인 상태에서의 패드 중심에서 길이 방향에 대한 압력 분포에 대한 해석 결과를 이론적으로 계산하여 구한 값과 비교하여 Fig. 9 에 나타내었다. 여기서 이론적인 계산은 베어링 유막을 스프링-대시포트 모델로 가정하여 구한 것이다.

압력 분포의 경향은 정적 해석과 마찬가지로 랜드의 시작과 끝 부분을 제외하면 잘 일치하고 있다. 포켓 압력을 비교해 보면, ABAQUS 해석과 이론적 계산 결과는 각각 0.3895 MPa, 0.3893 MPa 으로 0.05%의 오차를 나타낸다.

이상과 같이 ABAQUS 를 이용해서 유정압베어링의 유한요소해석을 하기 위하여 유막요소를 개발하였고, 이에 대하여 정적 해석 및 동적 해석에 대한 정확성을 검증하였다. 패드의 압력 분포는 랜드의 시작 부분과 끝 부분에서 약간의 오차를 보이지만 경향은 잘 일치하였다.

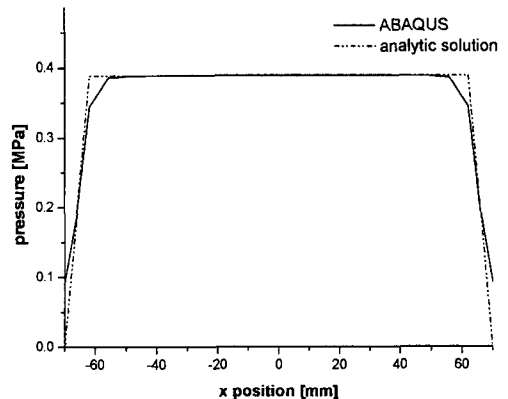


Fig. 9 Pad pressure distribution along x-direction in dynamic analysis

## 5. 유막요소를 이용한 FEM 해석의 검증

### 5.1 기존 연구

유막요소를 이용한 유한요소 해석의 신뢰도를 검증하기 위하여 Park<sup>6</sup>의 기존 연구결과와 본 연구의 해석 결과를 비교 해보기로 하였다.

Park<sup>6</sup>의 기존 연구 내용은 크게 두 가지로 요약된다. 첫째, 레일의 형상오차로부터 테이블의 운동 오차를 해석할 수 있는 알고리즘을 제안하였다. 둘째, 유정압테이블의 운동 오차를 실험적으로 측정하여 알고리즘의 타당성을 검증하였다.

먼저, 운동 오차의 해석 알고리즘을 살펴보면 다음과 같다. Fig. 10은 유정압테이블이 레일상의 임의의 위치  $x$ 에서 정적 평형을 이룬 상태를 나타낸 것이며, 테이블의 상태는 수직 변위  $z(x)$ 와 각도 변위  $\theta(x)$ 로 정의될 수 있다.

수직 변위와 각도 변위로 정의되는 자세오차를 구하기 위해 제안된 알고리즘을 정리하면, 먼저 임의의 위치에서의 테이블 자세오차를 가정하고 이에 따른 테이블내의 유막 반력과 모멘트를 구한다. 테이블의 정적 평형조건이 만족될 때까지 수직변위와 각도 변위 값들을 변화시켜가며 반복 계산을 수행한다. 이러한 테이블의 자세변화에 따른 압력분포는 유한요소법을 이용하여 계산하였다.

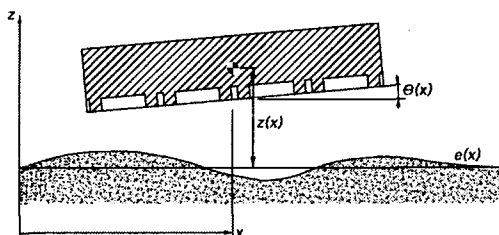


Fig. 10 Analysis model of hydrostatic table (Park et al<sup>6</sup>)

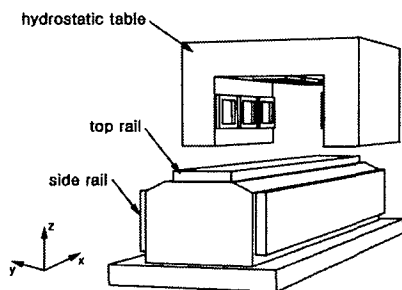


Fig. 11 Schematic diagram of the hydrostatic table (Park et al<sup>6</sup>)

다음으로, 실험 방법을 살펴보면 다음과 같다. Fig. 11에 보인 것과 같은 유정압테이블을 만들고, 레일의 형상오차와 유정압테이블의 운동 정밀도를 측정하였다. 이러한 측정 결과를 유한요소 해석 결과와 비교하였다.

실험은 상면 레일에 대해서만 이루어졌다. 실험용 레일로는 서로 다른 형상오차를 갖는 3개의 레일(이하, 레일 A, B, C라 칭함)에 대하여 수행되었다. 레일 A의 진직도는 1.56  $\mu\text{m}$ 이며, 레일 B는 1.34  $\mu\text{m}$ 이며, 레일 C는 1.24  $\mu\text{m}$ 이다.

### 5.2 유막요소 해석과 기존 연구 결과의 비교

Park<sup>6</sup>의 논문에서 수행한 실험과 동일한 조건으로 ABAQUS를 이용하여 유한요소해석을 수행하였다.

Fig. 12는 해석을 위한 유정압테이블의 유한요소 모델이다. 사용자 요소를 제외하면 모두 8절점 솔리드 요소를 사용하였다. 널 요소의 격자 총횡비는 최대 150.0이며, 레일 요소는 7.6, 유정압테이블의 요소는 2.0이다. 널 요소는 유막의 두께를 반영하기 때문에 격자 총횡비가 커질 수 밖에 없었다.

레일의 윗면은 레일 A, B, C의 형상오차를 반영하여 모델링 하였다. 유막과 레일 사이에는 접촉 조건을 부여하였으며, 유막과 유정압테이블 사이에는 면 접합 조건을 부여하였다. 또한, 레일의 아래 면에 위치한 절점은 완전히 구속을 하였으며, 유정압테이블의 중심 절점에  $x$ 축 방향 변위를 경계 조건으로 부여하여 테이블을 이송하면서 각 위치에서의 운동오차를 구하였다.

Fig. 13은 각각 레일 A, B, C에 대하여 유막요소를 이용한 유한요소해석을 통해 구한 테이블 운동 오차를 Park<sup>6</sup>의 실험 결과 및 해석 결과와 비교한 것이다.

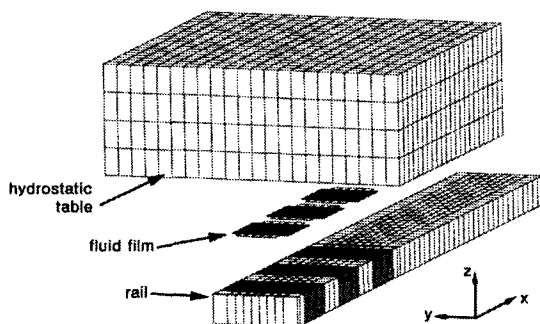


Fig. 12 Mesh of hydrostatic table

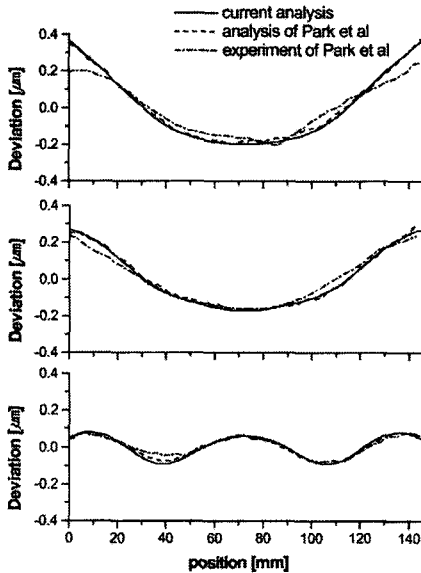


Fig. 13 Motion errors of hydrostatic table

Table 3 은 두 해석 결과의 정량적 평가를 위하여 실험 결과에 대한 각각의 제공근평균제공오차 (RMS error)를 비교한 표이다. 본 논문에서 제안한 해석 방법은 Park<sup>6</sup>의 해석 결과와 최대 0.0066 μm의 오차를 보인다.

이러한 비교 해석을 통하여 본 논문에서 제안한 해석 방법이 베어링 간극의 변화로부터 패드의 압력 분포를 효과적으로 계산함을 알 수 있었다.

Table 3 Comparison of RMS errors with experiment results

Rail	Current Analysis	Analysis of Park et al <sup>6</sup>
A	0.0536 μm	0.0490 μm
B	0.0257 μm	0.0286 μm
C	0.0182 μm	0.0116 μm

## 6. 결론

범용 프로그램인 ABAQUS 로 유정압베어링의 운동특성을 효과적으로 예측하기 위하여 새로운 유막 해석방법을 개발하였다. 이 방법은 사용자 요소를 이용하여 유막의 특성을 나타내는 유막요소를 개발한 것이다. 개발된 유막요소는 베어링 블록과 레일 사이에 위치하여 베어링 간극으로부터 패드의 압력 분포를 계산하고 베어링 블록 및

레일에 힘을 전달하는 역할을 한다.

유막요소의 신뢰도를 검증하기 위하여 하나의 베어링 패드에 대하여 여러 조건에서 해석을 하고 이론적 계산 결과 및 FLUENT 해석 결과와 비교하였다. 또한 기존 연구의 해석 및 실험 결과와의 비교를 통하여 유막요소를 이용한 유막요소해석의 신뢰도를 확인하였다.

개발된 유막요소로 인하여 유정압베어링을 장착한 가공기계의 변형 및 응력 상태, 동적 거동, 충격 응답 특성, 모드 특성 등을 효과적으로 해석할 수 있는 방안이 마련되었다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부가 지원하고 있는 차세대 신기술 개발 사업 중, 한국생산기술연구원이 주관하고 있는 Milli-Structure 생산 기술 개발 사업의 세부과제 수행 결과이며, 이에 관계자 여러분들께 감사의 말씀을 올립니다.

## 참고문헌

1. Dozodz, M., Braun, M. J. and Hendricks, R. C., "Pressure and Flow Characteristics in a Shallow Hydrostatic Pocket with Rounded Pocket/Land Joints," *Tribology International*, Vol. 29, No. 1, pp. 69-76, 1996.
2. Braun, M. J. and Dzodzo, M., "Effects of the Feedline and the Hydrostatic Pocket Depth on the Flow Pattern and Pressure Distribution," *Journal of Tribology*, Transactions of the ASME, Vol. 117, pp. 224-233, 1995.
3. Sharma, S. C., Sinhasan, R. and Jain, S. C., "Performance Characteristics of Multirecess Hydrostatic/Hybrid Flexible Journal Bearing with Membrane Type Variable-flow Restrictor as Compensating Elements," *Wear*, Vol. 152, No. 2, pp. 279-300, 1992.
4. Sharma, S. C., Jain, S. C., Sinhasan, R. and Shalia, R., "Comparative Study of the Performance of Six-pocket and Four-pocket Hydrostatic/Hybrid Flexible Journal Bearings," *Tribology International*, Vol. 28, No. 8, pp. 531-539, 1995.
5. Beek, A. and Segalt, A., "Numerical Solution for



- Tilted Hydrostatic Multi-pad Thrust Bearings of Infinite Length," Tribology International, Vol. 30, No. 1, pp. 41-46, 1997.
6. Park, C. H., Chung, J. H., Lee, H. S., Kim, S. T., "Finite Element Analysis on the Motion Accuracy of Hydrostatic Table," Journal of the KSPE, Vol. 17, No. 12, pp. 137-144, 2000.
  7. Rowe, W. B., Hydrostatic and Hybrid Bearing Design, Butterworths, 1983.
  8. Munson, B. R., Young, D. F. and Okiishi, T. H., Fundamental of Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, 1998.
  9. Slocum, A. H., Precision Machine Design, Prentice Hall, 1992.
  10. ABAQUS/Standard User's Manual, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., 2001.
  11. Writing User Subroutines with ABAQUS, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., 1998.
  12. Fluent 6.0 User's Guide, Fluent Inc., 2001.