

# 정압 스러스트 베어링의 유체-구조물 사이의 상호작용에 관한 연구

김 병 탁<sup>#</sup>

## A Study on Fluid-Structure Interaction of a Hydrostatic Thrust Bearing

Byung-Tak Kim<sup>#</sup>

### ABSTRACT

In this study, the behavior characteristics of a hydrostatic thrust bearing used in hydraulic equipment was analyzed using a commercial finite element program, ADINA. The solid domain was modeled with the fluid domain simultaneously to solve the fully coupled problem, because this is a problem where a fully coupled analysis is needed in order to model the fluid-structure interaction(FSI). The results such as bearing deformation, stress, film thickness and lifting bearing force were obtained through FSI analysis, and then they were compared with the results calculated from the classical method, a single step sequential analysis. It was found that the result difference between two analyses was increased according to the injection pressure. Therefore, in case of high pressure loading, it is desirable to conduct the FSI analysis to examine the deformation characteristics of a hydrostatic slipper bearing.

**Key Words** : Hydrostatic Thrust Bearing(정압 스러스트 베어링), Fluid-structure Interaction(FSI; 유체-구조물 상호작용), Finite Element Method(유한요소법), Injection Pressure(분사 압력), Lifting Force(지지력)

### 1. 서 론

여러 가지 공학 분야에서 해석방법이 상이한 유체와 고체가 서로 연성되어 있는 문제(coupled problem)들을 많이 볼 수 있다. 예를 들어 수로 내의 일부를 외팔보 형태의 평판이 가로 막고 있는 경우 유체의 흐름 때문에 평판에 처짐이 발생하게 되며, 이 평판

의 변형으로 인하여 이번에는 유체 흐름이 영향을 받게 된다. 따라서 평판의 최종 처짐과 유체의 최종 흐름 상태를 결정하기 위해서는 이 두 문제를 동시에 풀어야 한다. 이와 같은 유체-구조물 사이의 상호작용(fluid-structure interaction ; FSI)에 관한 문제<sup>[1]</sup>는 그 필요성에 비하여 아직 연구가 많이 부족한 실정이나, 최근 컴퓨터 성능의 급속한 발전과 응용 프로그램의 적용 확대로 그 적용 범위를 계속 넓혀 가고 있는 분야이기도 하다.

정압 스러스트 베어링<sup>[2-4]</sup>은 중장비에서 지속적으로

<sup>#</sup> 교신저자 : 부경대학교 기계공학부  
E-mail : btkim@pkn.ac.kr

상대 운동하는 두 면 사이에 존재하는 큰 하중을 지탱하기 위하여 사용되고 있다. 이 베어링의 목적은 두 표면 사이의 유막 두께를 적당하게 유지함으로써 금속표면이 직접 접촉할 가능성을 제거하는데 있다. 경험에 의하면 정압 스러스트 베어링은 제품공차와 사용 환경에 매우 민감한 것으로 알려져 있다<sup>5)</sup>. 즉 제조과정에서 약간의 편차와 예상하지 못한 작용하중 등은 베어링의 기능 장애를 종종 유발시키게 된다. 따라서 스러스트 베어링이 올바르게 작동하기 위해서는 베어링의 성능에 영향을 미치는 여러 가지 설계 인자에 대한 깊이 있는 연구가 필요하다.

베어링의 성능<sup>6)</sup>을 결정하는 하중 지탱 용량(load carrying capacity), 유체의 유출률(flow rate) 등은 슬리퍼(slipper)와 경사판(swash plate)사이의 압력에 크게 영향을 받으며, 이 유막 압력은 유막 두께와 밀접한 관계가 있다. 또한 베어링은 유체 압력에 의해 변형을 하게 되며, 베어링이 변형하게 되면 이번에는 유막의 두께가 변하므로 베어링의 성능을 정확히 파악하기 위해서는 유체 혹은 고체만의 해석으로는 불충분하다고 볼 수 있다. 즉 정압 스러스트 베어링에서 유체의 흐름과 베어링의 변형은 서로 밀접하게 연관되어 있으므로, 반복법(iterative method)에 의한 유체-구조물 사이의 상호작용에 관한 해석을 통하여 주어진 조건에 대한 베어링의 최종 형상과 유막의 최종 상태를 결정할 필요가 있다.

지금까지의 베어링에 대한 대부분의 연구는 고체를 강체로 가정하고 유체의 흐름만을 그 해석 대상으로 해 왔으며, 유체의 지배방정식도 관성항을 무시하고 점성항만을 고려한 레이놀즈 방정식을 주로 사용하여 왔다<sup>7~8)</sup>. 그러나 이제는 컴퓨터 프로그램의 발달로 단순화된 이론식을 사용하지 않고 주어진 베어링 형상에 대한 연성 해석을 수행함으로써 베어링의 발생응력 및 변형을 고려한 베어링 표면 프로파일에 대한 깊이 있는 연구가 가능하게 되었다.

본 연구에서는 축향 피스톤 펌프(axial piston pump)에 사용되는 스러스트 베어링에 대하여 유체-구조물 사이의 상호작용을 고려한 베어링의 변형 형상을 유한요소법으로 해석하였다. 해석에는 상용 프로그램 ADINA를 사용하여 베어링의 변형량, 유막의 두께 변화량, 발생응력, 하중 지지력 등을 계산하였으며, 그 결과를 구조 해석만으로 얻은 결과와 비교하여 두 해

석 사이의 차이점을 고찰하였다. 이러한 연구를 통하여 얻은 결과는 추후 작용하중에 따른 최적 베어링 형상의 결정 및 여러 설계 인자에 따른 베어링의 거동 특성을 파악하는데 유용한 정보를 제공해 줄 수 있을 것으로 사료된다.

## 2. 해석 모델

### 2.1 모델 형상

Fig. 1은 해석에 사용된 베어링이 포함된 전형적인 축향 피스톤 펌프를 도시한 것이며, 각 피스톤은 볼 조인트(ball joint)를 거쳐 슬리퍼에 연결되어 있다. Fig. 2는 슬리퍼의 여러 형상 중 한 종류를 나타낸 것으로, 펌프가 작동하면 구동축은 실린더 블록을 경사

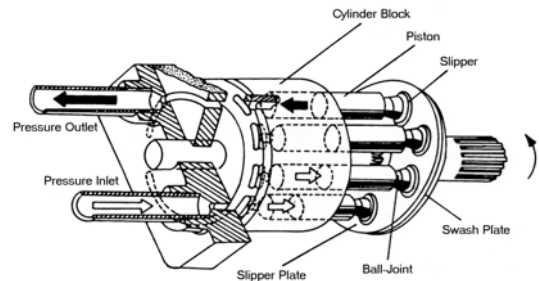


Fig. 1 Typical piston pump

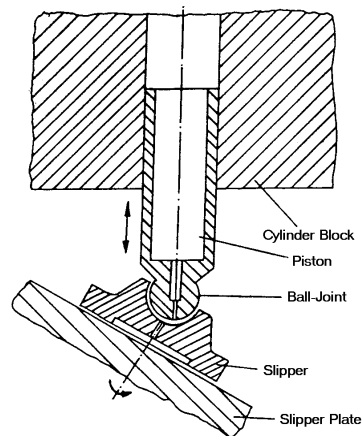


Fig. 2 Hydrostatic slipper and swash plate

판에 대해 회전운동을 하므로 슬리퍼는 경사판 위를 미끄러지게 된다. 이때 오일은 볼 조인트와 슬리퍼의 오리피스(orifice)를 지나 슬리퍼의 포켓(pocket)으로 공급되며, 이 포켓 압력이 슬리퍼를 들어 올려 피스톤 하중과 동일한 하중이 발생할 때까지 랜드(land)를 지나는 흐름을 발생하게 한다.

### 2.2 유한요소 모델

Fig. 3은 유한요소 해석의 영역과 각 영역에서의 유한요소 모델을 도시한 것이다. 이 때 오리피스를 통한 분사압력(injection pressure)은 7 MPa(약 1000 psi)에서 35 MPa(약 5000 psi)까지 5단계로 증가시키 가면서 해석을 수행하였으며, 볼 조인트와 슬리퍼 사이에는 접촉 조건을 적용하였다. 또한 축의 회전속도가 저속인 경우 동수압 효과를 무시할 수 있으므로 슬리퍼의 기하학적 형상과 하중조건을 고려하여 축대칭 모델을 사용하였다. 유체 영역에서 랜드 아래 유막의 두께는 10 μm로 가정하였고, 두께 방향으로 4개의 요소를 사용하여 격자를 구성하였다.

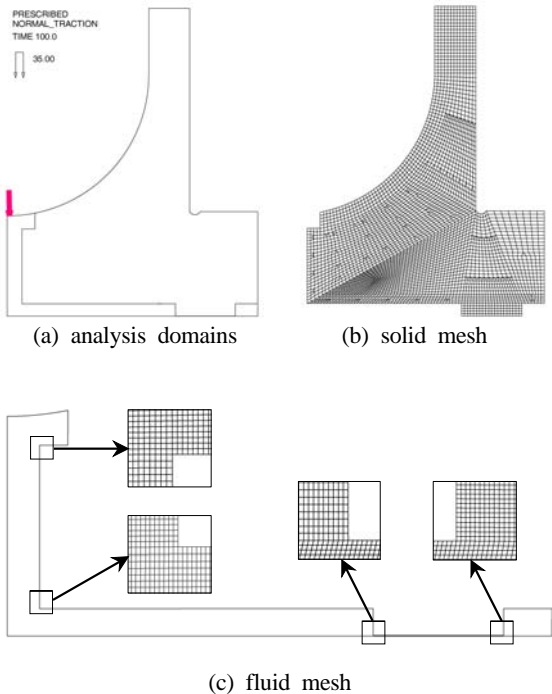


Fig. 3 Finite element model

FSI 경계는 Fig. 3의 (a)에서 고체와 유체 영역의 접촉면이며, 경사판과 접촉하는 유체 경계면의 조건은 미끄러짐이 없다고 가정하였다. Table 1은 유한요소 모델에 사용된 요소 및 절점의 수와 함께 슬리퍼의 재료(동합금)와 오일의 물리적 성질을 나타낸 것이다.

Table 1 FE model entities and physical properties of materials

Items	Solid	Fluid
No. of elements	3735	114639
No. of nodes	4657	112004
Young's modulus	105 GPa	—
Poisson ratio	0.3	—
Density	—	870 kg/m <sup>3</sup>
Viscosity	—	0.02 Pa·s

### 3. 해석결과 및 고찰

Fig. 4는 분사압력이 35 MPa인 경우 FSI 해석을 통하여 얻은 유체영역의 압력분포를 도시한 것으로, 포켓 부분의 압력은 분사압력과 거의 동일하게 일정함을 나타내는 반면 얇은 유막부의 압력은 오일의 흐름 경로를 따라 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 분사압력이 변한다 하더라도 유체영역 내의 압력분포의 양상은 모두 유사하게 나타났으며, 베어링의 하중 지지력과 밀접한 관계가 있는 슬리퍼 아래면의 작용 압력을 분사압력별로 나타내 보면 Fig. 5와 같다. 이 그래프에서 알 수 있듯이 포켓에서의 압력은 모두 분사압력과 동일한 일정 크기의 값을 나타내며, 랜드 아래 오일 필름의 압력은 분사압력의 크기에 관계없이 선형적으로 변화함을 알 수 있다.



Fig. 4 Nodal pressure contour in fluid domain (p=35MPa)

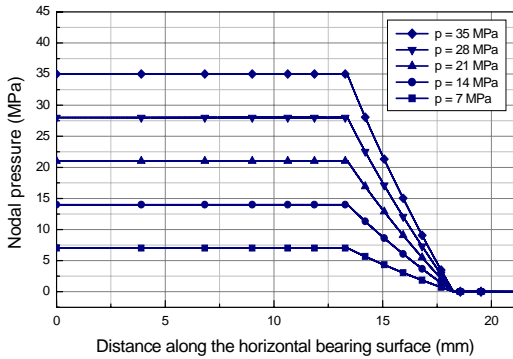


Fig. 5 Nodal pressure distribution on the bearing surface

Fig. 6은 FSI 경계에서의 유체압력에 의해 발생하는 슬리퍼의 수직방향 처짐량을 분사압력 35 MPa인 경우에 대하여 도시한 것이다. 최대 처짐은 슬리퍼의 가장 바깥부분에서 발생하였으며, 그 값은  $10.3 \mu\text{m}$ 로 나타났다. 분사압력이 다른 경우 처짐 양상은 그 크기를 제외하고는 유사한 경향을 나타내었다.

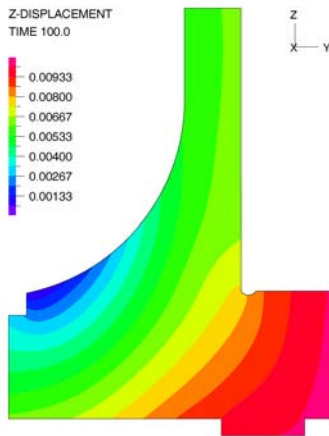


Fig. 6 Vertical deflection of the slipper (p=35 MPa)

분사압력에 따른 슬리퍼 아래면의 처짐량을 살펴 보기 위하여 Fig. 7에 수평면을 따라 각 절점에서 발생하는 수직방향의 변위를 그래프로 도시하였다. 수평 좌표가 13.6 mm인 지점에서 불연속점이 나타나는데, 이 지점이 램드가 시작되는 부분으로서, 그 처짐량의 차이만큼 램드가 유체 압력에 의해 두께 방향으

로 수축됨을 알 수 있다. 램드가 끝나는 18.5 mm 지점에서의 수축량은 유체압력이 대기압과 동일한 관계로 매우 작게 나타났다. 이 램드부의 처짐량이 오일 필름의 두께를 결정하게 되는데, 분사압력이 35 MPa인 경우 필름의 최종 두께는 약  $20 \mu\text{m}$ 에 도달하는 것으로 나타났다. 한편 분사압력이 7 MPa(약 1000 psi)씩 감소함에 따라 오일 필름의 두께도 약  $2 \mu\text{m}$ 씩 감소하므로 필름의 최종 두께는 분사압력에 비례한다고 볼 수 있다.

Fig. 8은 슬리퍼 만을 해석한 경우의 최대 처짐을 FSI 해석 결과와 비교하여 도시한 그래프이다. 이 고체해석에서 접촉조건은 FSI 해석과 동일하게 적용하였으며, 유체접촉면에서의 압력은 Fig. 5의 해석 결과를 기초로 포켓 압력은 분사압력과 동일하게, 오일 필름부의 압력은 대기압까지 선형적으로 감소하는

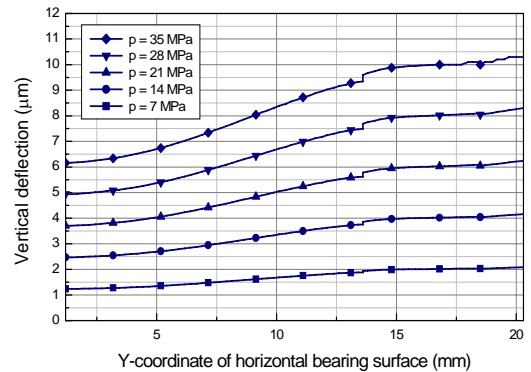


Fig. 7 Vertical deflection of the slipper surface

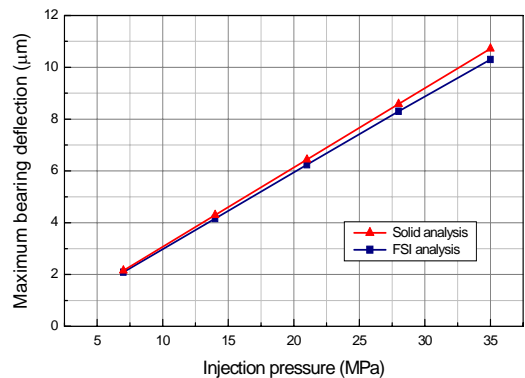


Fig. 8 Comparison of maximum bearing deflection in two analyses

분포하중 조건을 적용하였다. 이 그래프에서 알 수 있듯이 두 해석에서 계산된 최대 처짐량은 고체 해석의 결과가 FSI 해석 결과보다 약간 크게 나타났으며, 분사압력이 높아질수록 두 값의 차이도 점점 증가함을 알 수 있다. 따라서 분사압력이 높아질수록 베어링 변형을 파악하기 위해서는 고체해석 만으로는 다소 부족할 것으로 사료된다.

Fig. 9는 분사압력이 35 MPa인 경우 슬리퍼에 발생하는 응력분포를 도시한 것이다. 최대응력은 슬리퍼가 볼 조인트와 접촉을 시작하는 부분에서 가장 크게 발생하였으며, 그 값은 약 234 MPa를 나타내었다. 그러나 최대 응력이 발생하는 지점은 매우 작게 나타났으며, 실제로 이 부분의 구멍 가공시 모따기 등이 행해 질 경우 응력집중의 완화로 발생 응력은 이보다 낮아질 것으로 추측된다.

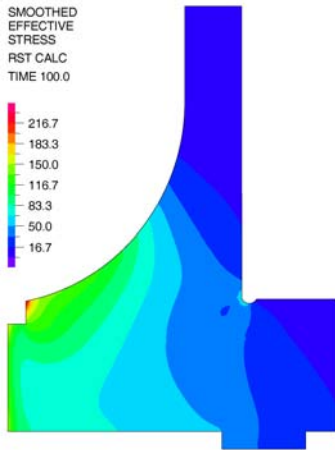


Fig. 9 Stress distribution of the slipper (p=35MPa)

Table 2는 FSI 해석 결과를 고체 해석 결과와 비교하기 위하여 분사 압력별 최대 발생 응력을 나타낸 것이다. 두 해석 사이의 결과 차이는 그리 크지 않으나, 슬리퍼의 처짐량 결과와 마찬가지로 고체 해석에서 얻은 결과가 FSI 해석에서 얻은 결과보다 약간 더 큰 값을 나타내었다. 그 이유는 고체 해석 시 랜드 부에 작용하는 하중을 정확히 선형변화 형태로 압력으로 적용한 반면, FSI 해석에서 나타난 오일 필름의 압력은 선형에서 약간 벗어난 분포를 보이기 때문이다.

Table 2 Comparison of maximum stress obtained in two analyses (unit : MPa)

Injection pressure	FSI analysis	Solid analysis
7	48	49
14	95	96
21	141	143
28	188	190
35	234	237

Fig. 10은 분사압력이 35 MPa일 때 슬리퍼와 볼 조인트 접촉부에 발생하는 접촉력 분포를 도시한 것이다. 이 힘은 베어링의 지지력과 밀접한 관계가 있는 것으로 접촉부의 중앙부분에서 값의 크기가 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다.

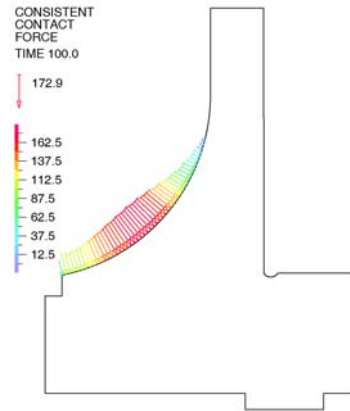


Fig. 10 Contact force distribution along contact line (p=35MPa)

Fig. 11은 접촉위치에 따라 발생하는 접촉력의 크기를 살펴보기 위하여 수직방향의 접촉력을 분사압력 별로 나타낸 그래프이다. 접촉력의 분포 양상은 서로 유사한 반면, 접촉력의 크기는 분사압력에 비례하여 일정한격으로 증가하고 있음을 볼 수 있다. 이 접촉력은 베어링 지지력과 크기가 같고 반대 방향의 힘이므로, 이들의 총합을 구하고 그 값을 원주방향으로 적분하면 베어링의 지지력을 계산할 수 있다. Fig. 12는 이와 같은 방법을 통하여 구한 베어링 지지력을 고체해석 결과와 함께 도시한 것이다. 이 그래프도

전술한 베어링 처짐량 및 발생 응력과 마찬가지로 고체해석의 결과가 FSI 해석 결과보다 약간 큰 값을 나타내고 있으며, 두 값의 차이도 분사압력이 증가할수록 점점 커지는 것을 알 수 있다. 전체적으로 볼 때, 베어링의 하중 지지력은 분사압력에 비례해서 증가하며, 이 값은 슬리퍼의 베어링 접촉면에 작용하는 압력에 의해 계산된 힘의 수직방향 성분과 동일할 것이라는 사실로부터 어느 정도 예측이 가능하다 하겠다.

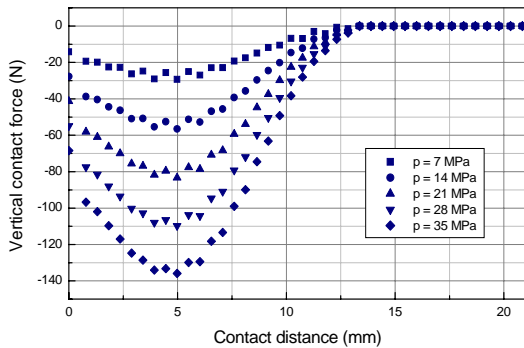


Fig. 11 Vertical contact force variation along contact line

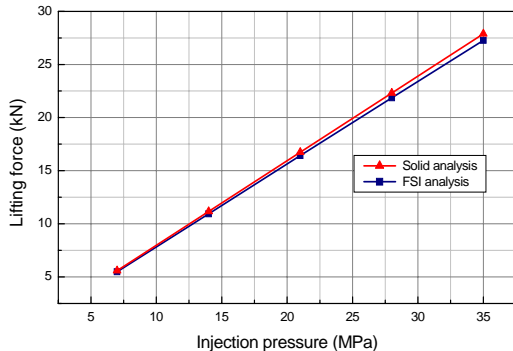


Fig. 12 Comparison of lifting force according to injection pressure

#### 4. 결 론

본 연구에서는 축향 피스톤 펌프에 사용되는 정압 스러스트 베어링에 대하여 유체-구조물 상호작용을 고려한 거동 특성을 유한요소법으로 해석하였으며,

그 결과를 고체만을 해석대상으로 고전적 방법에 의한 결과와 비교하였다. 해석은 오리피스를 통한 분사압력을 변수로 하여 수행되었고, 이들 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 베어링 포켓 부분의 유체 압력은 분사압력과 거의 동일하게 일정한 값을 나타내는 반면 랜드 아래의 필름 압력은 오일의 흐름 경로를 따라 선형적으로 감소함을 알 수 있었다.
2. 오일 필름의 두께는 분사압력이 7 MPa씩 증가함에 따라 약  $2\mu\text{m}$  씩 증가하여, 분사압력이 35 MPa인 경우 필름의 최종 두께는 초기 두께의 2배인 약  $20\mu\text{m}$ 에 도달하는 것으로 나타났다.
3. 베어링의 최대 처짐량, 최대응력 및 하중 지지력은 고체 해석의 결과가 FSI 해석 결과보다 모두 약간 크게 나타났으며, 분사압력이 높아질수록 두 값의 차이도 점점 증가함을 알 수 있었다.
4. 베어링 해석 시 분사압력이 작을 때에는 구조물 변형이 유체 흐름에 미치는 영향이 미미하여 FSI 해석이 불필요한 반면, 압력이 높을 때에는 베어링 거동특성을 파악하기 위해 FSI 해석이 수행되는 것이 바람직할 것으로 사료된다.

#### 후 기

이 논문은 2003년도 부경대학교발전기금재단의 지원에 의하여 연구되었음

#### 참고문헌

1. Zhang, H., Zhang, X., Ji, S., Guo, Y., Ledezma, G., Elabbasi, N., deCougny, H., "Recent Development of Fluid-Structure Interaction Capabilities in the ADINA System," Computers and Structures, Vol. 81, pp. 1071-1085, 2003.
2. Kazama, T., Yamaguchi, A., "Application of a Mixed Lubrication Model for Hydrostatic Thrust Bearings on Hydraulic Equipment," ASME J. Tribol., Vol. 115, pp. 686-691, 1993.

3. Pang, Z., Zhai, W., and Shun, J., "The Study of Hydrostatic Lubrication of the Slipper in a High-Pressure Plunger Pump," STLE Tribol. Trans. Vol. 36, pp. 316-320, 1993.
4. Kazama, T., Yamaguchi, A., "Experiment on Mixed Lubrication of Hydrostatic Thrust Bearings for Hydraulic Equipment," ASME J. Tribol., Vol. 117, pp. 399-402, 1995.
5. Manring, N., Johnson, R., and Cherukuri, H., "The Impact of Linear Deformations on Stationary Hydrostatic Thrust Bearings," ASME J. Tribol., Vol. 124, pp. 874-877, 2002.
6. Sharma, S. C., Jain, S. C., Bharuka, D. K., "Influence of Recess Shape on the Performance of a Capillary Compensated Circular Thrust Pad Hydrostatic Bearing," Tribology International, Vol. 35, pp. 347-356, 2002.
7. Koc, E., Hooke, C. J., "Considerations in the Design of Partially Hydrostatic Slipper Bearings," Tribology International, Vo. 30, No. 11, pp. 815-823, 1997.
8. Koc, E., Hooke, C. J., and Li, K. Y., "Slipper Balance in Axial Piston Pumps and Motors," ASME J. Tribol., Vol. 114, pp. 766-772, 1992.