

## 모터 베어링의 트레판 형상 수정에 관한 연구

이경원\*, 반재삼, 강형선(전남대 대학원 기계공학과), 조규종(전남대 기계시스템공학부)

### TREPAN SHAPE MODIFICATION OF MOTOR BEARING

K. W. Lee, J. S. Ban, H. S. Kang(Mech. Eng. Dept., CNU), K. Z. Cho(Mech. Eng. Dept., CNU)

#### ABSTRACT

Trepan prevents wear of an inside part of a bearing when the initial shaft rotates. It continuously contacts with the eccentric part of the shaft in rotation and is loaded repeatedly. Therefore, even if an early crack of a trepan part is small, a crack progresses by a repeated load. If a crack progresses, very small chips come out. This is put in the rotor and prevents rotation of the compressor. There can be leaks in a microgroove and extreme wear can occur due to lack of oil on the surface contact part. Therefore, this study was carried out to compare and investigate trepan strength and deflection characteristics between trepan locations and dimension changes using a finite element method and search a motor bearing for a model with bigger stiffness of a trepan part and the same deflection. And then, five different types of the oil groove model were chosen to prevent small crack and considered also machining ability and the analysis was carried out on oil feeding flow.

**Key Words** : Motor bearing(모터 베어링), Trepan(트레판), Finite Element Analysis(유한요소), Stress(응력), Deflection(굽힘)

#### 1. 서론

산업현장에서 압축기 내의 부품 중 모터 베어링의 트레판 부위에 발생한 크랙은 생산성에 큰 영향을 미치고 있다. 트레판 부위에 크랙이 발생하게 되면 이 부품은 폐기 처리된다. 그리고 크랙이 발생하게 되면 설비를 점검하고 또 섞여있을지 모르는 불량품을 선별해야하는데도 많은 시간이 소요된다.

트레판은 초기 축 회전 시 베어링 내경 부위의 마모를 예방하는 역할을 하는데 회전하면서 축의 편심 부위와 계속적인 면접촉을 하고 반복적으로 힘을 받는다. 따라서 트레판 부위의 크랙이 초기에는 미세하다고 할 지라도 반복 하중을 통하여 크랙이 진전하게 된다. 크랙이 진전하게 되면서 아주 미세한 칩들이 탈락하게 되면 이것이 회전체에 끼게 되고 압축기의 회전을 방해하게 된다. 또다른 영향으로는 진전된 크랙 홈으로 오일이 누설될 수도 있으며 이는 면 접촉 부위의 오일 부족으로 마모가 심화 될 수도 있다.

따라서 본 연구에서는 트레판 부위의 크랙 방지를 위해 유한요소 해석을 통해 트레판의 위치와

치수 변화에 따른 강도와 휨 변위 특성을 비교 검토하였다. 그리고 기존 모터 베어링에서의 트레판 부위의 강성보다 더 크고, 휨에 의한 변위는 유사한 크기를 갖는 형상을 찾는 데 있다. 현재 양산중인 기존 트레판을 모델링하여 유한요소 해석을 한 후 실험데이터와 비교하여 유한요소해석에 대한 신뢰성을 확보하였다. 그리고 트레판을 수정해 가며 유한요소 해석을 수행하였다.<sup>1-13)</sup>

#### 2. 수치해석

##### 2.1 트레판의 유한요소해석

Fig. 1 은 모터 베어링의 단면의 1/2 을 모델링한 그림이다. 2 차원 단면을 3 차원으로 모델링 하여 상용프로그램인 ANSYS 로 해석을 수행하였다.

모터 베어링의 탄성계수  $E$  는 110GPa, 프아송비는 0.3, 밀도는  $6500\text{kg/m}^3$ , 베어링에 가해지는 하중은 752N 이다.

Fig. 2 는 모터 베어링에 대한 구속 조건 및 하중조건을 적용한 그림이다. 볼트 체결에 해당하는 부분은 완전고정을 하고 베어링에 가해지는 힘은 Fig. 2 에서와 같다.

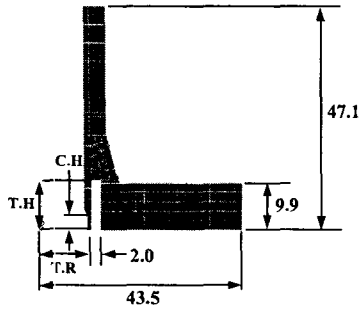


Fig. 1 Dimension of Trepan

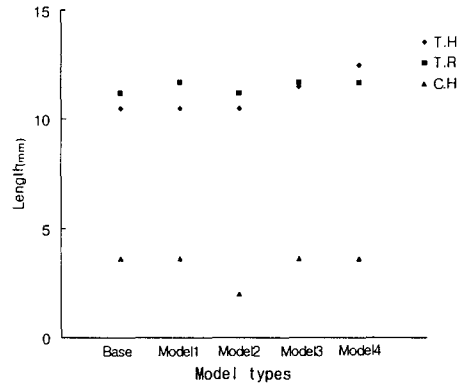


Fig. 5 Analysis models

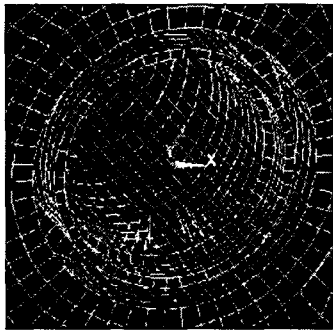


Fig. 2 Boundary condition of motor bearing

Fig. 3 은 모터 베어링을 유한요소 해석을 수행한 결과로서 트레판의 응력 집중 부위와 변위를 보여 주고 있다.

먼저 기존 모델과 모델 1 을 비교하면 모델 1 은 크랙 방지를 위해 기존 모델에서 두께를 0.5mm 늘인 것이다. 이때 해석을 수행한 결과를 보면 기존 모델의 변위는  $11.9 \mu\text{m}$  이고 응력은  $62.7 \text{MPa}$  이었다. 모델 1 의 변위는  $8.2 \mu\text{m}$ , 응력은  $44.8 \text{MPa}$  로서 변위량이 기존 모델에 비해 적어

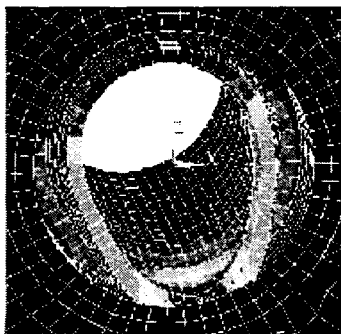


Fig. 3 FEM analysis of motor bearing

마모가 심할 것으로 예상되며 수정할 필요성이 요구된다. 따라서 다른 것은 그대로 두고 챔퍼 가공 위치만을 3.6mm 에서 2.0mm 로 줄여 해석을 수행하였다.

모델 2 에 대한 해석 결과를 보면 변위는  $11.1 \mu\text{m}$ , 응력은  $63.4 \text{MPa}$  로서 기존 모델에 비해 변위는 줄어들었고 응력은 커졌음을 알 수 있다.

챔퍼 위치가 줄어들수록 응력은 커지고 변위는 줄어들음을 알 수 있었다. 따라서 챔퍼 가공 위치는 그대로 두고 두께를 0.5mm 늘인 상태에서 깊이를 1mm 씩 깊게 하여 해석을 수행하였다.

모델 3 의 해석결과를 보면 변위는  $9.7 \mu\text{m}$ , 응력은  $50.6 \text{MPa}$  로서 두께만 늘인 모델 1 에서의 결과에 비해 변위는  $1.5 \mu\text{m}$  늘어났고 응력은  $5.8 \text{MPa}$  만큼 커졌음을 알 수 있다. 응력이 5.8 만큼 커졌지만 기존 모델의  $62.7 \text{MPa}$  에 비해 적은 값으로서 허용 가능한 값을 알 수 있다.

모델 4 의 해석결과를 보면 변위는  $11.3 \mu\text{m}$ , 응력은  $55.9 \text{MPa}$  로서 모델 3 보다 변위가  $1.6 \mu\text{m}$  늘어났고 응력은  $5.3 \text{MPa}$  만큼 커졌음을 알 수 있다. 모델 4 의 변위값은 기존 모델의 변위값에 가장 가까운 값으로서 기존 모델과 교체시 가장 유리함을 알 수 있다. 응력 또한 기존 모델에 비해  $6.8 \text{MPa}$  만큼 적은 값으로서 좋은 결과를 보여주고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6 은 각 수정 모델에 따른 변위에 대한 유한요소 해석 결과를 표로 나타낸 것이다.

Fig. 7 은 각 수정 모델에 따른 응력에 대한 유한요소 해석 결과를 표로 나타낸 것이다.

## 2.2 오일 그루브의 피딩량 계산

모터 베어링의 오일 그루브의 형상변경에 따른 오

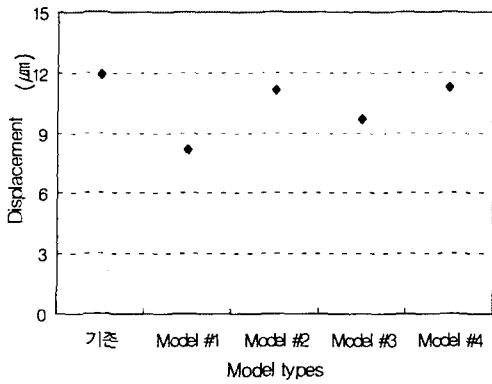


Fig. 6 Displacement analysis result

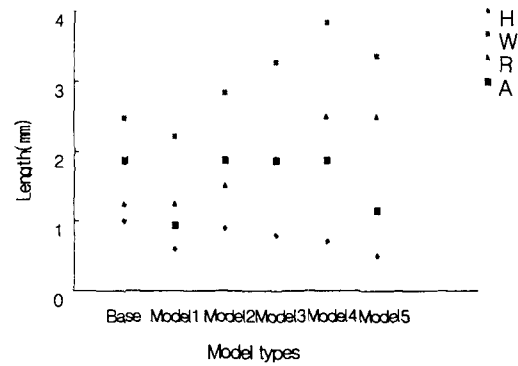


Fig. 8 Modeling of oil groove

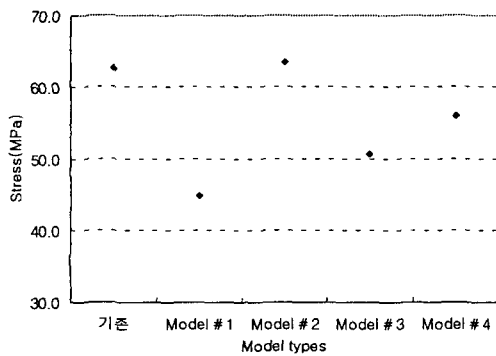


Fig. 7 Stress analysis result

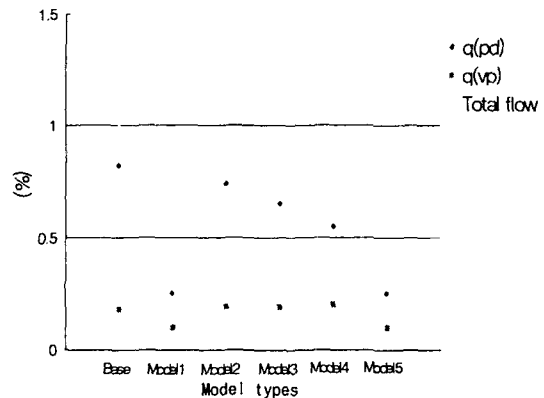


Fig. 9 Analysis models

일 피딩량 계산을 위해 먼저 오일 그루브의 깊이와 반경을 변경하여 동일 유로 단면적과 적은 단면적을 갖는 오일 그루브 형상을 설계하고 유량계수를 C.F.D(Computational Fluid Dynamics) 해석에 의하여 레이놀드 수의 함수로 구하고 오일 그루브 양 끝단에 걸리는 압력차에 의한 P.D.F(Pressure Driven Flow)와 축의 회전에 의한 V.P.F(Viscous Pumping Flow)의 합으로 오일 피딩량을 계산하였다. 그 다음으로 전체 계에 대한 모델링을 통하여 모터 베어링으로 공급되는 오일량을 구하고 비교 검토하였다.

Fig. 8은 오일 그루브의 형상 변경에 따른 깊이 H(mm), 넓이 W(mm), 반경 R(mm), 단면적 A(mm<sup>2</sup>)을 나타내고 있다.

Fig. 9는 각 모델에 따른 전체 유량을 비교한 그림이다. 전체 유량은  $q_{pd}$ 와  $q_{vp}$ 를 합한 값이다. Fig. 9는 Base의 값을 1로 봤을 때 상대적인 유량 값을 나타내고 있다.

먼저 Oil Groove에서 H와 W를 Base보다 작게 수정하여 수치해석을 수행하였더니 Base를 기준으

로 Model 1은 유량이 35%밖에 되지 않아 Trepan에서의 Crack 방지를 위해 Oil Groove의 H를 0.1mm씩 작게 하면서 W를 넓히고 반경을 크게 하여 단면적을 동일하게 Model 2, Model 3, Model 4를 설계한 다음 수치해석을 수행하였다. 수치해석 결과 Base를 기준으로 유량이 Model 2는 93%, Model 3은 84%, Model 4는 75%이었다. 단면적을 같게 하여 해석을 수행하였는데 유량이 모두 다르게 나오는 것을 볼 수 있었다. 따라서 같은 단면적의 경우 유량은 H에 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있었다.

그리고 Model 1보다 H를 0.1mm 작게 하고 W와 R를 변경하여 단면적을 더 크게 한 Model 5에 대해 해석을 수행하였다. 해석 결과 Base를 기준으로 유량이 0.35%가 되었는데 Model 1과 같은 유량이 되었음을 알 수 있었다.

따라서 H에 영향을 크게 받고 있기 때문에 H를 작게 하고 W와 R를 크게 하여 단면적을 크게 하더라도 Model 1과 Model 5가 같은 유량을 보였음을 알 수 있었다.

### 3. 결 론

모터 베어링의 트레판 부위의 크랙 방지를 위해 트레판의 형상을 수정하여 유한요소 해석을 하고 그루브 형상에 따른 유량을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 트레판의 두께가 커지면서 기존 모델에 비해 변위는 적어지는데 응력은 기존 모델 보다 적어졌음을 알 수 있었다.
2. 챔퍼 위치가 줄어들수록 응력은 커지고 변위는 줄어들음을 알 수 있었다.
3. 트레판의 두께를 늘린 상태에서 깊이를 깊게 하였을 때 응력은 기존 모델에 비해 적은 값을 얻을 수 있었고 변위는 기존 모델에 비슷한 값을 얻을 수 있었다.
4. 오일 그루브에서 단면적을 같게 하여 해석을 수행하였는데 유량이 모두 다르게 나오는 것을 볼 수 있었다. 따라서 같은 단면적의 경우 유량은 H 에 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있었다. 또한 H 에 영향을 크게 받고 있기 때문에 H 를 작게하고 W 와 R 를 크게하여 단면적을 크게 하더라도 Model 1 과 Model 5 가 같은 유량을 보였음을 알 수 있었다.

### 참고문헌

1. 심현해, 김창호, 오박균, 권오관, "모빌리티법을 이용한 동하중을 받는 저널 베어링의 최적설계," 윤활학회지, 제 2 권, 제 2 호, pp. 32-43, 1986.
2. Manfred Krueger, "Theoretical Simulation and Experimental Evaluation of An Hermetic Rolling Piston Rotary Compressor," *Purdue University*, 1988.
3. Y.G.Jei, C.W.Lee, "FINITE ELEMENT MODEL OF ASYMMETRICAL ROTOR-BEARING SYSTEMS," *KSME Int. J.* Vol. 2, No. 2, pp. 116-124, 1988.
4. 정연민, 김경웅, "원주방향 급유홈 프로토타입 저널베어링의 해석," 한국윤활학회지, 제 7 권, 제 2 호, pp. 75-84, 1991.
5. S. K. Koh, "Residual Stress Analysis of an External Grooved Thick-Walled Pressure Vessel," *KSME Int. J.* Vol. 7, No. 3, pp. 194-202, 1993.
6. 강경필, 임윤철, "오일윤활 빗살무늬 저널 베어링에 대한 정특성 및 안정성 해석," 대한기계학회논문집 A, 제 22 권, 제 4 호, pp. 859-867, 1998.
7. O.S.Jun, "Relation Between Correction Masses and Bearing Forces in a Rigid Rotor," *KSME Int. J.* Vol. 13, No. 11, pp. 791-797, 1999.
8. 신동우, 임윤철, "그루브형상을 고려한 빗살무늬 저널베어링의 유한요소해석," 윤활학회지, 제 16 권, 제 6 호, pp. 425-431, 2000.
9. R.W.Park, "Crack Detection, Localization and Estimation of the Depth in a Turbo Rotor," *KSME Int.*

*J.* Vol. 14, No. 7, pp. 722-729, 2000.

10. Xiao-Li Wang, Ke-Qin Zhu and Shi-Zhu Wen, "On the performance of dynamically loaded journal bearings lubricated with couple stress fluids," *Tribology International*, Volume 35, Issue 3, pp. 185-191, 2002.
11. Hamrock, B., et al, "Fundamentals of Machine Elements," *McGraw-Hill*, 1999.
12. Itoh, T., et al, "Study on the oil supply system for rotary compressor," *Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp.505-514, 1992.
13. J. H. Kim, et. al, "Development computer simulation program for the analysis of oil supply system of rolling piston rotary compressor," *Carrier Corporation Report*, 1987.