

## 박용엔진 크랭크 핀 베어링의 형상오차가 최소유막두께에 미치는 영향

하양협<sup>†</sup> · 신인동\* · 이상민\*\* · 이승준\*\*\* · 이득우\*\*\*\*<sup>‡</sup>

부산대학교 정밀기계공학과  
\*S&T 대우(주) 기술연구소  
\*\*부산대학교 나노융합기술학과  
\*\*\*부산대학교 첨단정밀공학  
\*\*\*\*부산대학교 나노메카트로닉스공학과

### Effect of Roundness Error of a Crank Pin Bearing for a Marine Engine on the Minimum Film Thickness

YangHyup Ha<sup>†</sup>, InDong Shin\*, SangMin Lee\*\*, SeungJun Lee\*\*\* and DeugWoo Lee\*\*\*\*<sup>‡</sup>

*Dept. of Mechanical and Precision Engineering, Pusan National University*

*\*R&D Center, S&T Daewoo Co., Ltd*

*\*\*Dept. of Nanofusion Technology, Pusan National University*

*\*\*\*Interdisciplinary Program in Innovative Manufacturing Engineering, Pusan National University*

*\*\*\*\*Dept. of Nano Mechatronics Engineering, Pusan National University*

(Received February 23, 2011; Revised June 25, 2011; Accepted July 10, 2011)

**Abstract** –Bearings of marine engines are operated under severe conditions because of dynamic load and low sliding speed. This paper deals with lubrication analysis of a crank pin bearing for a marine diesel engine. Journal center locus and oil film thickness are compared of crank pin bearing. In the past researches, journal bearings have been studied only about the surface of bearing. In addition to this conventional research, this paper analyzes the effect of roundness error of a journal and a bearing on the minimum film thickness. Numerical analysis has been studied by using Reynolds equation and also Half-Sommerfeld condition is applied as boundary condition. Furthermore, this study investigates the effect of roundness error change on the minimum film thickness. The results demonstrate that the bigger amplitude of roundness error yields, the lower minimum oil film thickness is. In comparison to previous research considered a journal and a bearing individually, the results considering a journal and a bearing together show that amplitude of roundness error of journal has very little effect on the minimum oil film thickness.

**Keywords** –marine engine bearing(박용엔진 베어링), crank pin bearing(크랭크 핀 베어링), roundness error(진원도 오차), minimum film thickness(최소 유막 두께), reynolds equation(레이놀즈 방정식)

### 1. 서 론

유체윤활 베어링은 회전축과 베어링 사이에 생성되

는 유막을 통하여 회전하는 기계시스템을 지지하는 기계요소이며, 특히 큰 하중을 받는 대형 시스템이나 고정밀도를 요구하는 HDD 등에 적용되고 있다. 대형 선박엔진 베어링의 경우, 실린더의 연소 압력과 각 요소의 관성하중을 받으며 저속으로 운전되고 있다. 이러한 저속, 고하중 조건에서는 유막을 유지하기 힘들며 저널

<sup>†</sup>주저자 : hyh@pusan.ac.kr

<sup>‡</sup>책임저자 : dwoolee@pusan.ac.kr

과 베어링이 접촉하게 되어 베어링의 마멸과 늘어붙음 등에 의한 문제가 발생하고 있다. 동하중을 받는 엔진 베어링은 실험적으로 유막두께를 측정하는 것이 힘들기 때문에, 1950년대부터 모빌리티법 등의 다양한 이론해석이 수행되고 있다[1-5]. 최근에는 포켓의 형상과 위치, 급유압력 등 급유 조건의 변화[6], 온도해석을 통한 윤활유의 점도 변화[7], 소음 예측[8] 등 형상과 운동 조건에 주안점을 둔 연구가 이루어지고 있다. 이러한 연구는 저널과 베어링에 대한 기하학적 형상을 진원으로 가정하여 해석한 결과이다. 그러나 실제로 베어링 제작시 발생하는 가공오차에 의한 유막두께의 변화가 최소 유막두께에 준하는 크기로 발생하는 경우도 있지만, 이에 대한 연구는 현재 이루어지고 있지 않은 상황이다.

따라서 본 논문은 선박 엔진의 크랭크 핀 베어링을 연구 대상으로 하여, 저널과 베어링의 형상오차에 따른 최소유막두께의 변화 및 축 중심의 안정된 운동궤적을 유지하기 위한 적정 유막조건을 도출하여 이론적 해석을 통한 설계 및 제작에서의 기초자료를 제공하고자 한다.

## 2. 이론해석

### 2-1. 윤활이론에서의 지배방정식

Fig. 1은 지배방정식을 구하기 위한 좌표축을 나타내며, 저속으로 운동하는 크랭크 핀 베어링에 적용할 수 있는 운동 조건에 대한 가정은 다음과 같다.

- (1) 유막이 면적에 비해 매우 얇아서 유막두께방향의 속도구배를 제외한 다른 방향의 속도구배는 무시할 수 있다.
- (2) 베어링의 곡률은 무시한다.
- (3) 유체 관성력의 영향은 점성력에 비해 매우 작아서

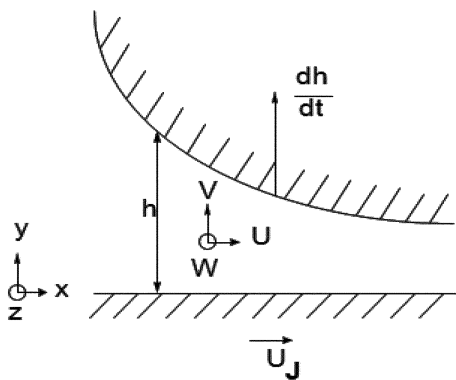


Fig. 1. Coordinates of analysis.

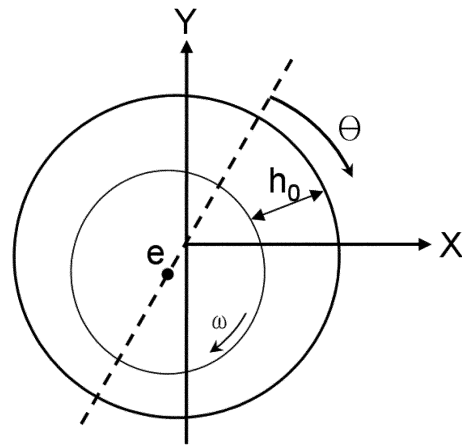


Fig. 2. Coordinates of oil film.

무시한다.

- (4) 윤활제에 작용하는 체적력은 무시한다.
- (5) 유막두께 방향의 압력은 변하지 않는다.
- (6) 유체는 미끄럼이 없는 No-Slip조건이다.
- (7) 유체의 흐름은 층류상태이다.

이러한 가정으로부터 운동량방정식을 구하게 되고 이를 연속방정식을 적용하여 다음과 같은 레이놀즈 방정식을 구하게 된다[9].

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu \left( \frac{U \partial P}{R \partial z} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

### 2-2. 유막두께식

Fig. 2는 저널과 베어링이 진원 상태에서  $\omega$ 의 각속도로 회전할 때의 유막 좌표계를 나타낸다. 이러한 좌표에서 베어링 유막두께  $h_0$ 는 (식 2)와 같이 표현된다.

$$h_0 = C + e \cdot \cos \theta \quad (2)$$

Fig. 3은 형상오차가 적용되는 경우의 저널과 베어링의 한 예를 나타낸다. 점선으로 표시된 형상오차의 적용으로 인해 유막두께가 달라진다는 것을 알 수 있다. 이러한 저널과 베어링의 형상오차 함수를 각각  $h_j$ ,  $h_B$ 라고 하고 (식 3)과 (식 4)와 같이 정현파함수로 가정하였다.

$$h_j = K_j \cdot \cos(N_j \theta) \quad (3)$$

$$h_B = K_B \cdot \cos(N_B \theta) \quad (4)$$

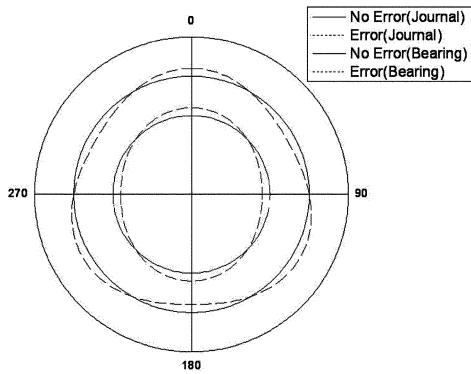


Fig. 3. An example of roundness error.

저널의 형상오차 값은 유막두께에 음(-)의 값으로 나타나게 되고, 베어링의 형상 오차 값은 유막두께에 양(+)의 값으로 나타나게 되므로 수정유막두께 식은 (식 5)와 같이 표현된다.

$$h = h_0 - h_j + h_b$$

$$= C + e \cdot \cos - K_j \cos(N_j \theta) + K_B \cdot \cos(N_B \theta) \quad (5)$$

2-3. 수치 해석

수치 해석은 레이놀즈 방정식을 (식 6)의 무차원 변수를 사용하여 무차원화하였고, 중앙차분법으로 전개하여 압력을 계산하였다.

$$\bar{h} = \frac{h}{C}, z = \frac{z}{L}, U = \frac{U}{U_m}, U_m = R\omega_m, t = \frac{\tau}{\omega_m}$$

$$\bar{P} = \frac{C^2 P}{12\mu\omega_m R^2} \quad (6)$$

압력에 대한 경계조건으로는 Half-Sommerfeld 조건을 적용하였다. 동적 하중을 받는 베어링은 정상 상태가 아닌 과도 상태에서 작동하게 된다. 따라서 각 순간의 압력과 축중심의 위치와 속도가 변하게 된다. 이와 같이 시간에 따라 변하는 하중을 받는 경우에는 시간을 작게 분할하여 푸는 것이 일반적이다. 각 시간 스텝에 대해 베어링이 받는 하중과 축중심의 위치를 통하여 다음 스텝의 축중심의 속도를 구할 수 있다. 베어링에 작용하는 하중과 압력은 평형을 이루게 되는 데, 이를 표현하면 (식 7), (식 8)과 같다.

$$W_x - \int P \cos \theta R d\theta dz = 0 \quad (7)$$

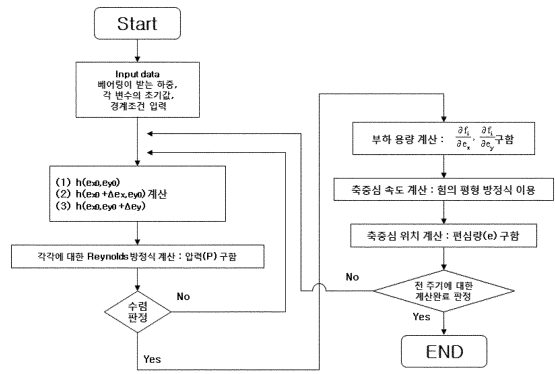


Fig. 4. Flow chart.

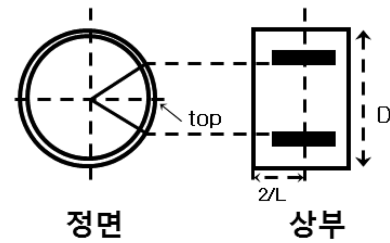


Fig. 5. Oil groove shape of a crank pin bearing.

Table 1. Design parameters

Parameters	Values	Units
동점도	55	cst
왕복운동부질량	11,102	kg
회전운동부질량	9,163	kg
엔진회전수	104	rpm
cylinder 직경	0.9	m
Radial Clearance	0.2725	mm
베어링 Radius	0.980/2	m
베어링 Length	0.353	m
L / D	0.360	
급유 압력	3.0	bar

$$W_y - \int P \sin \theta R d\theta dz = 0 \quad (8)$$

(식 7)과 (식 8)에 대하여 Newton-Raphson법을 사용하여 새로운 축 중심의 위치를 계산하여 해석을 수행하였다.

Fig. 4는 수치 해석의 Flow Chart를 나타내며, Fig. 5는 베어링 급유포켓의 형상이다. 해석에 사용된 베어링의 기본 설계 변수는 Table 1과 같다.

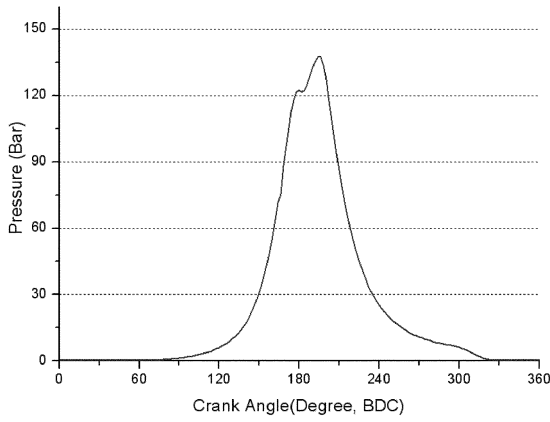


Fig. 6. Cylinder pressure of an engine(BDC).

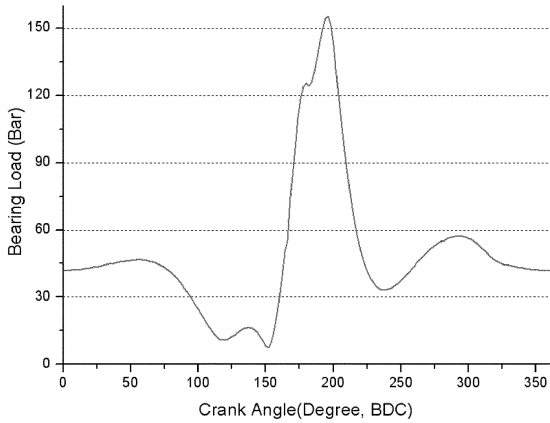


Fig. 7. Bearing load including inertia force(BDC).

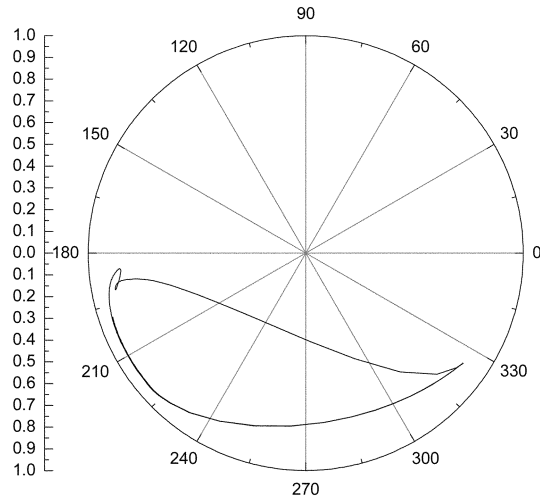


Fig. 8. Journal locus of a crank pin bearing.

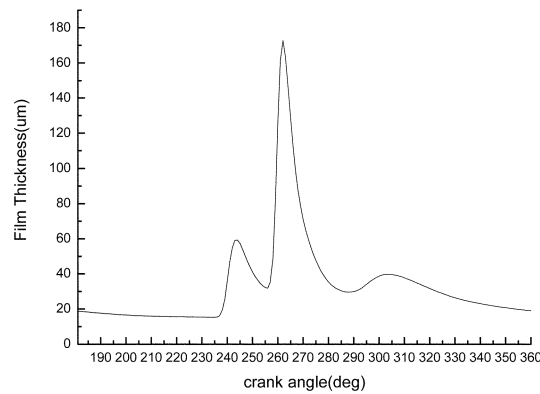


Fig. 9. Minimum oil film thickness.

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 6은 실린더에 작용하는 압력을 크랭크 하사점 기준으로 2°간격으로 측정된 결과이고, Fig. 7은 슬라이더 크랭크 기구(sliding crank mechanism)에서 velocity polygon, acceleration polygon으로부터 관성력을 고려한 하중을 계산한 결과이다[9].

#### 3-1. 크랭크 핀 베어링

크랭크 핀 베어링은 관성력으로 인해 축 중심이 상부에 위치하다가 피스톤 연소 압력에 의해 하부로 잠시 이동한 후 다시 상부에 이동하게 된다. 저널과 베어링의 형상오차가 없는 경우의 최소유막은 크랭크축이 108°만큼 운전한 후에 얻어지며, 그 두께의 값은

15.309  $\mu\text{m}$ 이다.

Fig. 8과 Fig. 9는 축 중심의 궤적 및 최소유막두께의 변화를 나타내고 있다.

#### 3-2. 형상오차의 주기( $N_j$ )에 따른 비교

Fig. 10과 Fig. 11은 저널의 형상오차의 주기 변화에 따른 축 중심의 위치와 유막두께의 변화를 나타낸 것이다. 저널의 형상오차의 진폭은 베어링 간극의 4%(약 11  $\mu\text{m}$ )로 고정시키고, 형상오차의 주기를  $\pi$ 부터  $2\pi/9$ 까지 증가시키면서 비교 해석을 수행하였다.

Fig. 12는 저널의 형상오차 주기에 따른 최소유막두께의 변화를 나타낸다. 주기가  $\pi/2$ 일 때 최소유막두께가 약 5  $\mu\text{m}$ 로 가장 작게 나타났다. 이를 통해서 형상

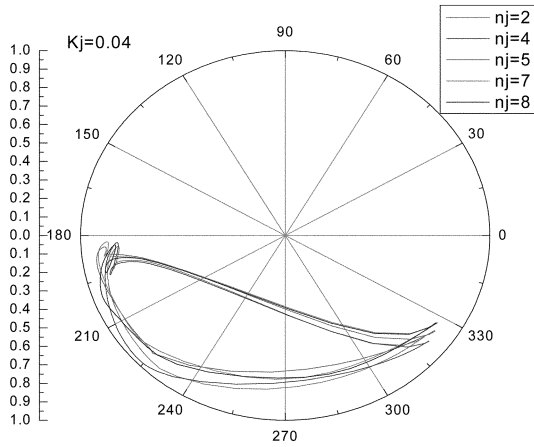


Fig. 10. Comparison of journal loci.

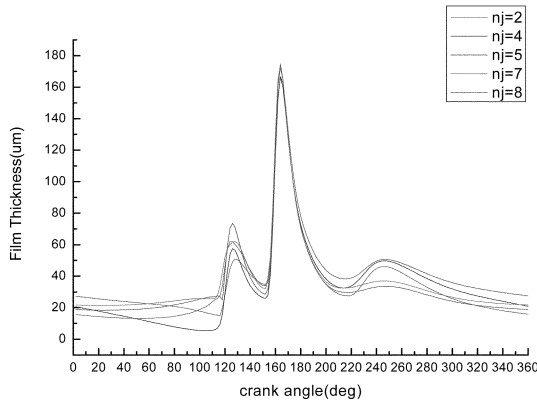


Fig. 11. Comparison of minimum film thickness.

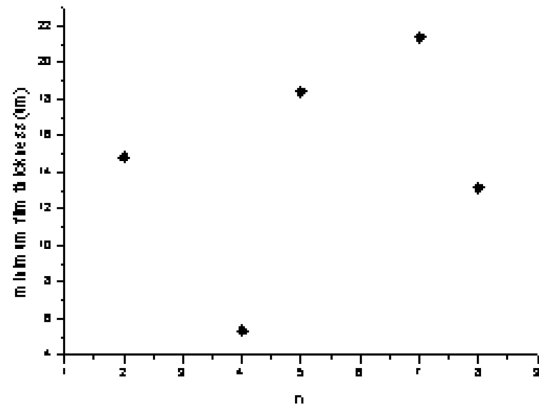


Fig. 12. Minimum film thickness.

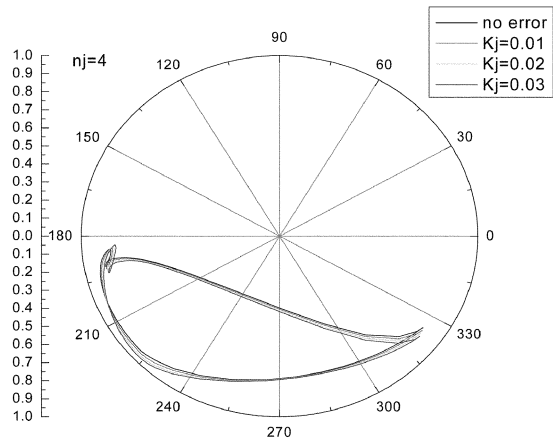


Fig. 13. Comparison of journal loci.

오차의 주기가  $\pi/2$ 일 때 최소유막두께 결과가 가장 크게 영향을 받는다는 것을 알 수 있었고, 추가적인 해석에 대해서는 형상오차의 주기가  $\pi/2$ 인 경우를 기준으로 수행하였다.

3-3. 저널의 형상오차 진폭(Kj)에 따른 비교

Fig. 13과 Fig. 14는 베어링의 형상오차는 없다고 가정하고, 저널의 형상오차만 있는 경우의 축 중심의 위치와 유막두께의 변화를 나타낸 것이다. 형상오차의 주기를  $\pi/2$ 로 고정시키고, 진폭을 베어링 간극의 1% 부터 증가시키면서 비교 해석을 하였다.

Fig. 15는 형상오차의 진폭에 따른 최소유막두께의 변화를 나타낸다. 형상오차의 진폭이 증가할수록 최소유막두께가 선형적으로 감소하는 경향을 보이는데 형상오

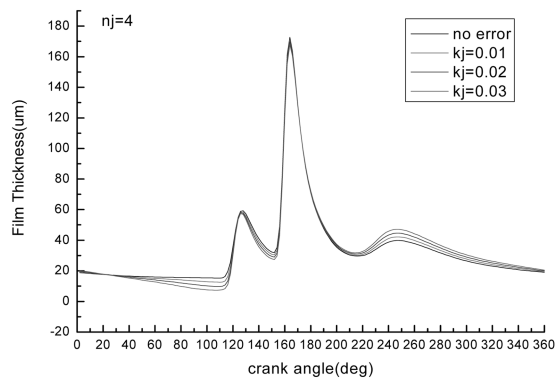


Fig. 14. Comparison of minimum film thickness.

차가 베어링 간극의 2%보다 큰 값을 가지게 되면 최소유막두께가  $10 \mu\text{m}$  이하로 떨어지는 해석결과가 나왔다.

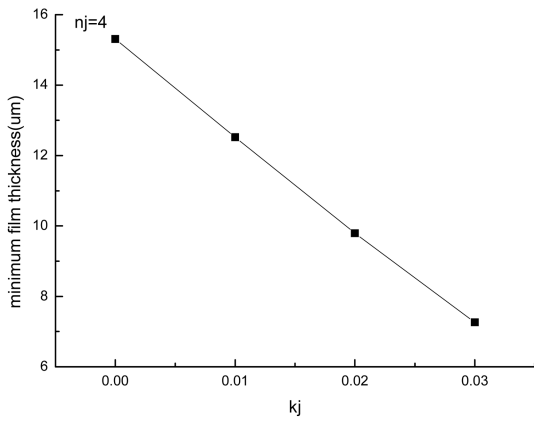


Fig. 15. Minimum film thickness.

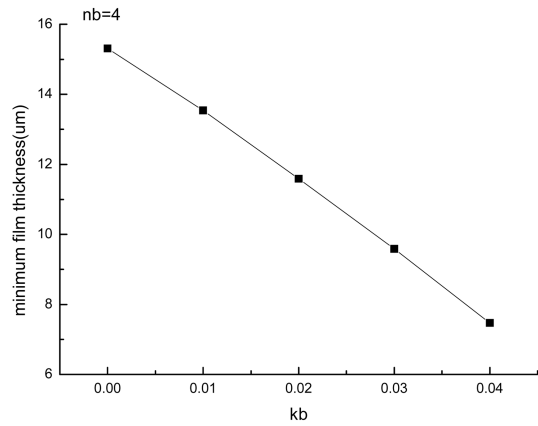


Fig. 18. Minimum film thickness.

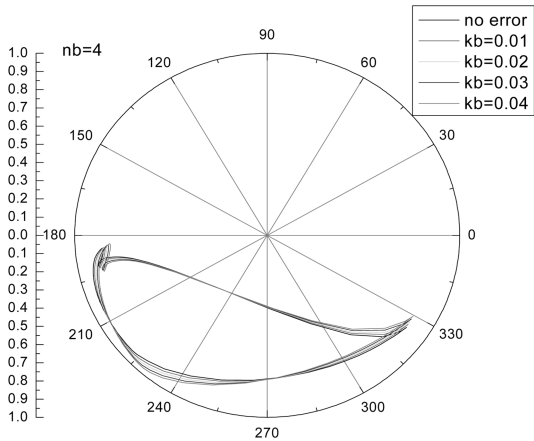


Fig. 16. Comparison of journal loci.

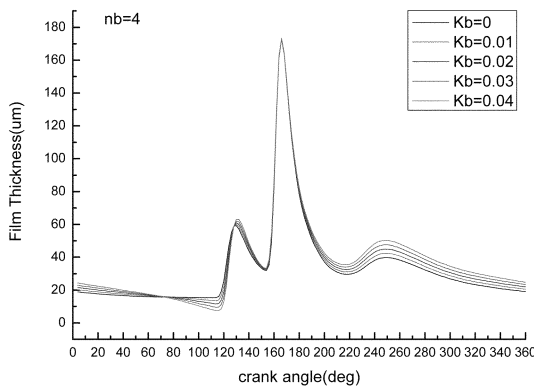


Fig. 17. Comparison of minimum film thickness.

려한 경우의 축 중심의 위치변화와 유막두께의 변화를 나타낸 그래프이다. 앞의 경우와 마찬가지로 형상오차의 주기를  $\pi/2$ 로 고정시키고 형상오차의 진폭을 틱새의 1%부터 증가시키며 비교 해석을 하였다.

Fig. 18은 베어링의 형상오차 진폭에 따른 최소유막두께의 변화를 나타낸다. 형상오차가 베어링 틱새(272.5  $\mu\text{m}$ )의 3% 이상이 되면, 최소유막두께는 10  $\mu\text{m}$  이하로 불안정한 결과를 나타내었다.

3-5. 베어링의 형상오차 진폭(Kb)에 따른 비교

Fig. 19와 Fig. 20은 베어링의 형상오차 진폭을 틱새의 3%, 형상오차 주기를  $\pi/2$ , 저널의 형상오차 주기를  $\pi/2$ 로 고정시키고 저널의 형상오차 진폭을 증가시키며 해석한 경우의 축 중심의 위치변화와 유막두께의

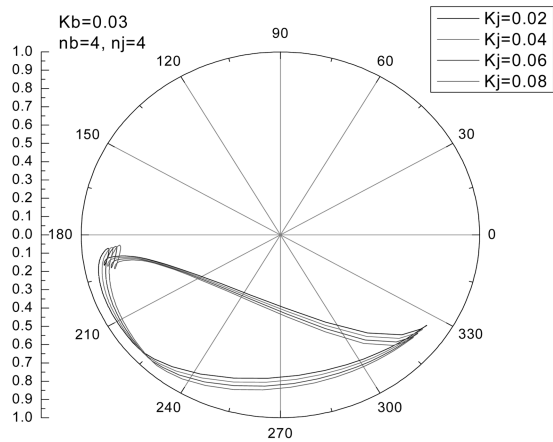


Fig. 19. Comparison of journal loci.

3-4. 베어링의 형상오차 진폭(Kb)에 따른 비교

Fig. 16과 Fig. 17은 베어링의 형상오차 진폭만 고

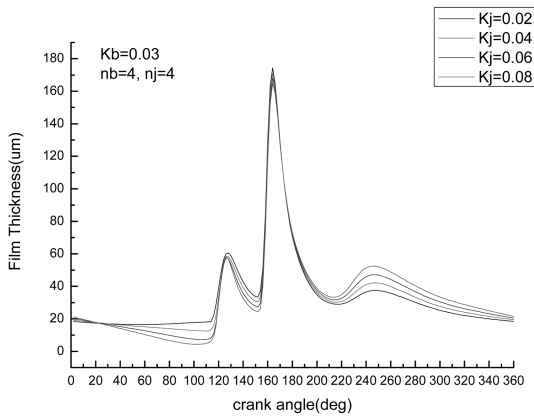


Fig. 20. Comparison of film thickness.

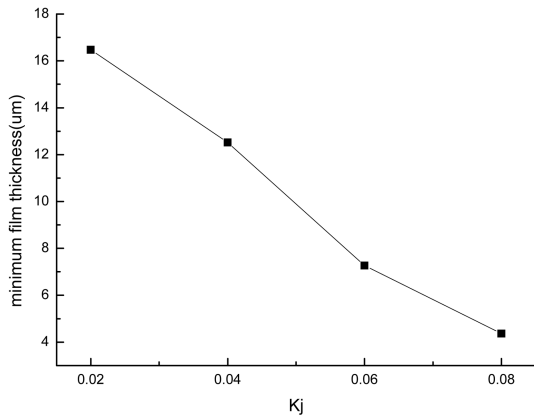


Fig. 21. Minimum Film Thickness.

변화를 나타낸 그래프이다.

Fig. 21은 최소유막두께의 변화를 나타낸다. 형상오차의 진폭이 약 5% 이상인 경우부터 최소유막두께가 10 μm 이하로 떨어지는 것을 확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

1. 저널과 베어링의 형상오차 진폭을 증가시키며 해석한 경우 모두 형상오차의 진폭이 커질수록 최소유막두께가 감소하는 경향을 보였다.
2. 저널의 형상오차만 있는 경우에는 베어링틈새의 2% 이상, 베어링의 형상오차만 있는 경우에는 틈새의 3% 이상의 형상오차가 생기면 최소유막두께가 10 μm 이하의 불안정한 유막두께를 나타내었다. 이 경우에 베어링이 운동을 지지하지 못하고 손상 및 파손을 유발

할 것으로 예측할 수 있다.

3. 저널과 베어링의 형상오차를 함께 고려한 경우에는 형상오차가 베어링 간극의 약 5% 이상이 되면 불안정한 최소유막두께를 가졌다. 이는 저널과 베어링의 형상오차가 상대적으로 상쇄되는 효과가 발생하여 이러한 결과가 나온 것으로 보인다.

4. 큰 하중 또는 저속 운동을 하는 등, 가혹한 조건에서 운동하는 베어링의 경우 형상오차를 적용한 유막두께 식에 대한 검토가 필요하다.

#### 기호설명

- C : 베어링 간극
- h : 유막 두께
- P : 압력
- R : 저널의 반경
- θ : 원주방향 좌표
- z : 축방향 좌표
- t : 시간
- $K_j$  : 저널 형상오차 진폭
- $K_B$  : 베어링 형상오차 진폭
- $N_j$  : 저널 형상오차 주기
- $N_B$  : 베어링 형상오차 주기
- $W_x$  : X-방향 하중
- $W_y$  : Y-방향 하중

#### 후 기

이 논문은 부산대학교 자유 과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Booker, J.F., "Dynamically Loaded Journal Bearings : Mobility Method of Solution," *Trans. of the ASME, Journal of Basic Engineering*, Vol. 87, No. 3, pp. 537-546, 1965.
2. Booker, J.F., "Dynamically-loaded Journal Bearings : Numerical Application of the Mobility Method," *Trans. of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol. 93, No. 1, pp. 168-176, 1971.
3. LaBouff, G.A. and Booker, J.F., "Dynamically-loaded Journal Bearings : a Finite Element Treatment for Rigid and Elastic Surfaces," *Trans. of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 107, No. 4, pp. 505-515,

- 1985.
4. Oh, K.P. and P.K. Goenka, "The Elastohydrodynamic Solution of Journal Bearings under Dynamic Loading," *Tran. of the ASME, Journal of Tribology*, Vol. 107, No. 3, pp. 389-395, 1985.
  5. T.W. Bates, B. Fantino, L. Launay, and J. Fren, "Oil Film Thickness in an Elastic Connecting Rod Bearing Comparison Between Theory and Experiment," *STLE Tribology Transaction*, Vol. 33, 1990.
  6. 손상익, 김경웅, "급유홀의 크기와 위치가 원통형 저널 베어링의 정적 성능에 미치는 영향," *한국윤활학회지*, 제26권, 제4호, pp. 209-218, 2010.
  7. 차지협, 이상수, 김정렬, 길병래, "동하중을 받는 박용 디젤 엔진의 저널 베어링 윤활특성에 관한 연구," *한국마린엔지니어링학회 2003년 학술대회 논문집*, pp. 35-39, 2003.
  8. 노병후, 김경웅, "유체 윤활 저널 베어링의 소음 예측," *대한기계학회논문집A*, 제27권, 제7호, pp.1058-1064, 2003.
  9. Yang-Hyup Ha, "Lubrication Analysis of Marine Engine Bearings," Pusan National University, Master of Engineering Paper, 2000.