

## 박용엔진용 크로스헤드 핀 베어링의 급유 형상에 따른 윤활특성 해석

### Analysis of Crosshead-pin Bearing with Various Oil Groove Shape for Marine Engine

하 양협(부산대 대학원), 이 득우(부산대 정밀정형 및 금형가공연구소)  
이 성우(삼성중공업), 김 창희(삼성중공업), 김 정훈(삼성중공업)

Abstract—Crosshead bearing in two-stroke marine diesel engine is operated under quite severe conditions since the load on the bearing is subject to the loading in a unidirectional and the sliding speed is very slow and oscillatory. So it is very difficult to form oil film and maintain the load. In this paper, two types of bearing are compared. One has large sized oil pocket and the other has multi-small oil grooves. Bearing clearance, oil inlet pressure and bearing types are selected as analysis parameters. Loci of journal center are presented to compare several cases. It is found that bearing clearance and shape affect to minimum film thickness.

Key words—Crosshead Bearing(크로스헤드 베어링), Bearing Mean Clearance(베어링 평균 간극), Minimum Film Thickness(최소 유막 두께)

#### 1. 서 론

박용엔진용 지지베어링들은 엔진의 폭발 및 압축 행정에 기인하여 동하중을 받으며 작동하고 있으며, 폭발행정에서의 매우 큰 부하하에서도 적절한 유막을 형성하여 회전축과 베어링이 접촉하지 않도록 설계되어야 한다. 특히 크로스헤드 베어링부는 피스톤의 상하운동을 크랭크축의 회전운동으로 변환시키는 커넥팅로드와의 연결부위로서 실린더 내의 연소압력과 피스톤의 관성력을 받고 있으며, 크로스헤드 핀과 지지베어링이 저속으로 일정한 각도 범위내에서 좌우 진자운동을 하고 있다. 따라서 유막형성이 어렵고 고온에 의한 가혹한 윤활상태하에서 작동되고 있어 설계 및 제작시 고도의 기술이 요구되는 부분이다.

이러한 현상은 특히 조립품 치수에 기인한 변형량

이 크고 정렬이 어려운 대형 박용 디젤엔진에 있어서 심각한 것으로 인식되고 있다[1-3].

비정상 동하중을 받는 저어널 베어링의 해석은 이미 1950년대에 이론적으로 수행되기 시작하였으며 그 후에도 수많은 이론적 연구와 실험적 연구가 계속되어 왔다[4-8]. 또한 박용엔진을 생산하는 기업체를 중심으로 각자의 모델이 개발되어 생산되고 있다. 그러나 아직 변동하중을 받는 크로스헤드 베어링부에 대한 윤활 해석은 윤활환경의 가혹함에 따른 해석의 어려움과 제작기업의 기술적 노하우에 기인하여 그다지 연구결과가 발표되지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 현재 대형 박용 디젤엔진에 적용되고 있는 크로스헤드 핀베어링의 윤활 급유부의 형상설계에 기초하여 각각의 급유구의 형상 및 경계조건의 차이가 베어링의 성능에 어떠한 영향을 미치는지에 대한 이론해석을 통해 윤활거동을 고찰

하고, 베어링 설계 및 제작을 위한 기초자료를 제시하고자 한다. 이를 통하여 편 중심이 베어링 틈새 내에 그리는 궤적, 시간적으로 변동하는 유막 두께의 변화 및 최소유막두께를 파악하여 그것이 베어링에 미치는 영향등을 살펴본다.

## 2. 이론 해석

동적하중이 작용하는 크로스헤드 베어링의 성능특성을 해석하기 위해 기본적인 지배방정식을 유도하였으며, 윤활유막 내의 온도변화를 무시한 등점도 해석을 수행하였다.

### 2-1. 지배방정식

Fig.1은 베어링의 좌표계를 보여주고 있다.

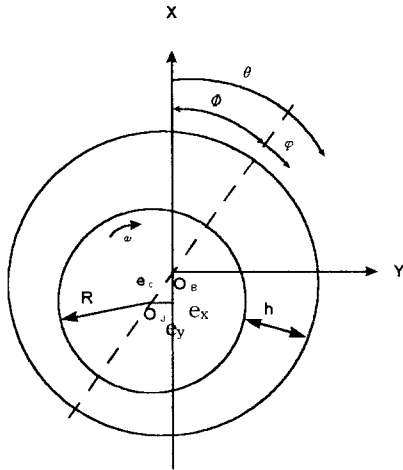


Fig. 1 베어링 좌표계

베어링에서 윤활유막의 성능특성을 예측하기 위해서 연속 방정식 및 운동량 방정식으로부터 유도되는 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu \left( \bar{\omega} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

여기서  $\bar{\omega} = U_j / 2R$ 이고, 유막두께  $h$ 는 베어링의 틈새와 편 중심의 편심량으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h = c - e_x \cos \theta - e_y \sin \theta \quad (2)$$

### 2-2. 지배방정식의 이산화

해석에 필요한 지배방정식을 무차원화하여 유한차분법으로 수치해석을 수행하였다. 레이놀즈 방정식을 무차원화 시키기 위해서 무차원화 변수를 다음과 같이 설정한다.

$$\bar{h} = \frac{h}{c}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L}, \quad \bar{U} = \frac{U}{U_m}, \quad U_m = R\omega_m$$

$$\bar{t} = \frac{\tau}{\omega_m}, \quad \bar{P} = \frac{C^2 P}{12\mu\omega_m R^2}$$

레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( G \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{1}{2\alpha} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left( G \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} \right) = \left( \bar{U} \frac{\partial \bar{F}}{\partial \theta} + \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} \right) \quad (3)$$

$$\left( \text{단, } G = \bar{h}^3, \quad F = \frac{\bar{h}}{2} \right)$$

$$\frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{t}} = -\bar{e}_x \cos \theta - \bar{e}_y \sin \theta \quad (4)$$

$$\left( \text{여기서 } \bar{e}_x = \frac{\dot{e}_x}{c}, \quad \bar{e}_y = \frac{\dot{e}_y}{c} \right)$$

중앙차분법으로 식 (3)의 각 항을 이산화시켜 계산한다.

### 2-3. 경계조건

유막두께가 시간과 공간상에서 커지면 윤의 압력 발생과 더불어 유막파단이 일어나게 된다. 유막파단이 발생하는 영역에 대해서는 Half-Sommerfeld 조건을 사용한다. 즉  $P \leq 0$ 이면  $P=0$ 으로 계산한다.

축방향의 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{z} = 0 \text{ 에서 } \bar{P} &= 0, \\ \bar{z} = 1/2 \text{ 에서 } \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{z}} &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

크로스헤드 편베어링부의 급유구형상에 따른 경계조건은 Fig. 2와 같이 설정하여 해석을 수행한다.

여기서 case1은 베어링에 급유압력 2기압인 작은 급유홈이 여러개 있는 경우이고, case2는 급유압력 11기압이며 중간에 큰 급유 포켓이 있는 경우이다.

### 2-4 힘의 평형방정식 및 편 중심의 위치 계산

식(3)에 각각의 경계조건을 적용하여 해석하면 베어링 내의 압력분포를 구할 수 있다. 이렇게 얻어진 압력분포는 베어링이 받는 하중과 힘의 평형을 이루어야 한다.

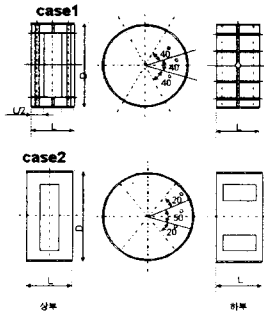


Fig. 2 베어링 형상

$$W_x = \int \int P \cos \theta R d\theta dz = -W \quad (6)$$

$$W_y = \int \int P \sin \theta R d\theta dz = 0 \quad (7)$$

베어링이 받는 하중과 핀 중심의 편심위치가 주어지면, 식(3)의 레이놀즈방정식에서 구한 압력분포가 식(6), (7)의 힘의 평형식을 만족하도록 하는 핀 중심의 속도를 구한다. 각 시간 스텝에 대해 베어링이 받는 하중과 핀 중심의 위치가 주어져 있으면 그 때의 핀 중심의 속도를 구할 수 있다. Fig. 3에 박용엔진에서의 엔진부하의 시간에 따른 변화를 나타내었다.

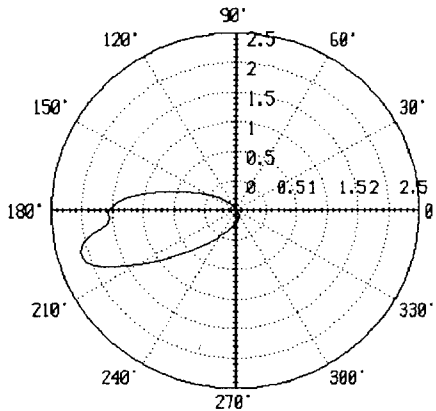


Fig. 3 엔진 부하

식(6), (7)로부터 편심의 변화율을 구한 후, 다음의 관계를 이용하여 새로운 편심의 위치를 구하게 된다.

$$\dot{e}_x = \frac{\partial e_x}{\partial \tau}, \quad \dot{e}_y = \frac{\partial e_y}{\partial \tau}$$

$$\Delta e_x = \dot{e}_x \Delta \tau, \quad \Delta e_y = \dot{e}_y \Delta \tau \quad (\Delta \tau = \Delta t \times \omega_m) \quad (8)$$

이 과정을 하중변화의 한 주기동안 반복하면 핀 중심의 궤적을 얻을 수 있다. 이 때 핀 중심의 초기 위치는 임의의 값으로 가정하고 위치와 속도를 알고 나면, 유막두께분포로부터 그 때의 최소 유막두께를 구할 수 있다.

수치해석은 Fig. 4와 같은 순서로 수행한다.

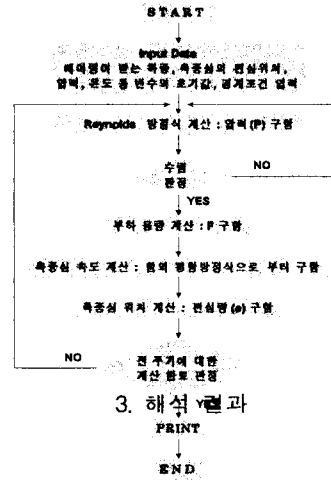


Fig. 4 flow chart

Fig. 5와 Fig. 6은 길이대 직경의 비(L/D)가 0.93이고 베어링 간극이 0.25mm일 때 case1과 case2의 핀 중심의 궤적을 나타낸 것이다.

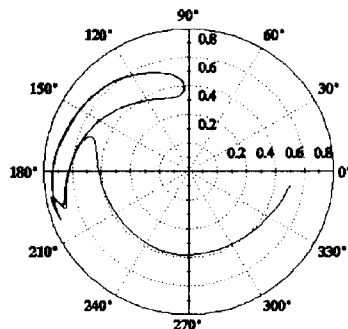


Fig. 5 case1의 축 중심 궤적

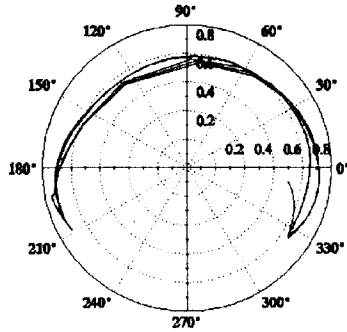


Fig. 6 case2의 축 중심 궤적

두가지를 비교하여 보면, case1은 축심의 궤적이 주로 하부베어링부에 위치하며 작은 영역을 원운동하는 형상을 보여주고 있으며, case2는 상부베어링에 까지 폭넓은 영역으로 궤적이 이루어지고 있다. 이러한 결과는 case1과 같이 베어링의 급유구가 좁은 홈으로 여러개 설치되어 있고 상부베어링부에서도 일정한 압력으로의 급유가 이루어지고 있음에 따른 결과로 보여진다. 반면에 case2는 상부베어링부는 거의 압력이 발생하지 않고 있으므로 박용엔진의 압축행정 에 해당하는 부분에서도 상부베어링부에 유막 두께가 매우 얇아짐을 알 수 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은 L/D가 0.93이고 베어링 간극 변화에 따른 해석결과를 보여주고 있고, Table 1은 최대편심율을 기준으로 최소유막두께 및 그 때의 축 중심위치를 나타내고 있다.

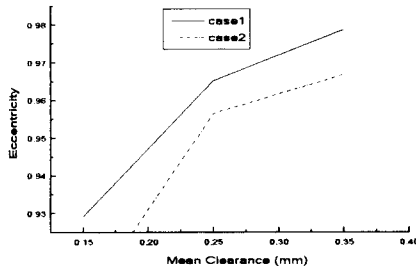


Fig. 7 간극변화에 따른 편심율

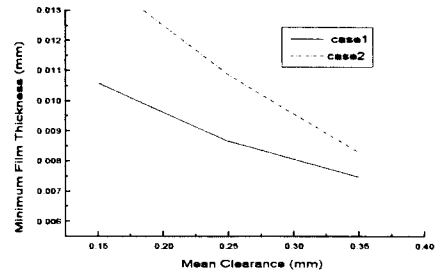


Fig. 8 간극변화에 따른 최소유막두께

<Table 1> 베어링간극 변화에 대한 최소유막두께의 변화

베어링 간극		0.15mm	0.25mm	0.35mm
최대 편심률	case1	0.929	0.965	0.978
	case2	0.958	0.956	0.974
최소유막 두께( $\mu\text{m}$ )	case1	11.8	8.7	7.5
	case2	14.1	10.8	8.9
각도 ( $\theta$ )	case1	206°	206°	206°
	case2	204°	204°	206°

모든 구간에 있어서 case2의 최소유막두께가 case1 보다 크게 나왔다. 베어링 간극이 작은 구간에서는 두 베어링간의 최소유막두께의 차가 컸지만, 베어링 간극이 증가하게 되면서 최소유막두께의 차이는 점차 감소하는 경향을 나타내고 있다. case2가 case1 보다 clearance의 영향을 받는다는 사실을 알 수 있다. 모든 구간에서 case2가 부하지지능력이 우수하였다.

Fig. 9와 Fig. 10은 L/D의 변화에 따른 해석결과를 보여주고 있고, Table 2는 최대편심율과 최소유막두께, 그 때의 축 중심위치를 나타내고 있다.

두 경우 모두 L/D가 증가하면 증가할수록 최소 유막두께가 증가한다. 이는 하중지지능력이 증가하고 길이 방향으로 하중이 분산되어서 베어링의 안정성이 커지는 것이다. 위 경우에 있어서 case2가 case1 보다 최소유막두께가 크며 하중지지능력이 높다고 볼 수 있다.

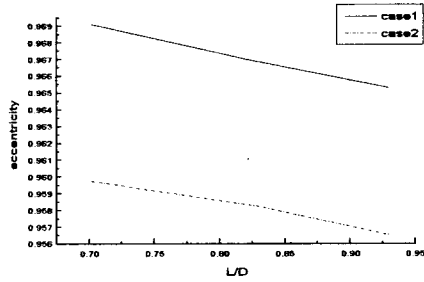


Fig. 9 L/D에 따른 편심률

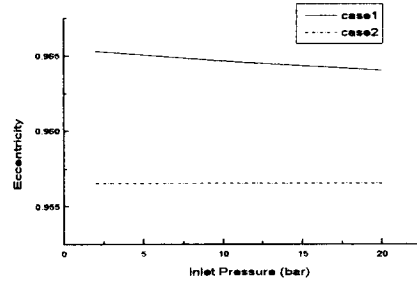


Fig. 12 압력 변화에 따른 편심률

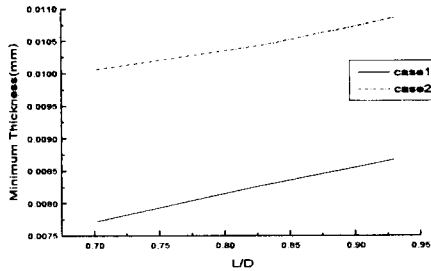


Fig. 10 L/D에 따른 최소유막두께

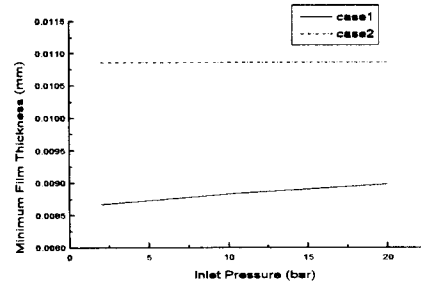


Fig. 13 압력 변화에 따른 최소유막두께

<Table 2> L/D 변화에 대한 최소유막 두께의 변화

베어링 간극		0.702	0.83	0.93
최대 편심률	case1	0.969	0.967	0.965
	case2	0.96	0.958	0.956
최소유막 두께(μm)	case1	7.7	8.3	8.7
	case2	10.1	10.4	10.8
각도 (θ)	case1	204°	206°	206°
	case2	204°	206°	204°

<Table 3> 압력변화에 대한 최소유막두께의 변화

급유압력(atm)		2	11	20
최대 편심률	case1	0.965307	0.964614	0.964072
	case2	0.956548	0.956548	0.956548
최소유막 두께	case1	0.00867325	0.0088465	0.008982
	case2	0.010836	0.010836	0.010836
각도 (θ)	case1	206°	206°	206°
	case2	204°	204°	204°

Fig. 11과 Fig. 12는 L/D가 0.93이고 베어링 간극이 0.25mm일 때 급유압력 변화에 따른 해석결과를 보여주고 있고, Table 3은 최대편심률, 최소유막두께 및 그 때의 축 중심위치를 나타내고 있다.

급유압력 변화에 대해 최대편심률 및 최소유막두께의 변화는 거의 나타나지 않고 있다. 이는 폭발행정에서 윤활유 급유압력에 의해 지지할 수 있는 힘에 비해 실린더 내에서의 최대압력 작용시 베어링 상부에서 작용하는 하중이 훨씬 크므로 영향을 받지 않는 것으로 파악된다.

#### 4. 결 론

본 연구는 박용엔진 크로스헤드 핀 베어링부에 대한 등점도 윤활해석을 수행한 것으로, 축 중심의 운동계적을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 급유구의 형상에 따라 베어링간극의 변화에 대한 최소유막두께의 변화가 크다.
2. 윤활유 급유압력의 변화에 따른 최소유막두께의 변화는 거의 없는 것으로 나타나고 있다.

3. 최대하중이 작용하는 각도 근처에서 최소유막두께가 존재하고 있다.
4. 공차범위내에서 쉘과 핀의 표면조도 이상으로 베어링 간극을 최대한 작도록 제작하면 윤활작용 유지에 유리하다.

#### 기호 설명

- c clearance
- D journal diameter
- e eccentricity
- h film thickness
- L journal bearing length
- p pressure
- R journal radius
- t time
- $U_j$  journal velocity
- $\theta$  circumferential coordinate
- $\mu$  lubricant viscosity
- $\omega$  angular velocity

#### 참 고 문 헌

1. Scobel, H., "Crosshead of the New MAN KSZ engines," *Marine Engr. and Naval Arch.*, pp.410-412, 1971.
2. Gupta, B. K., and Phelan, R. M., "the Load Capacity of short Journal Bearings with Oscillating Effective Speed," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 86, pp.348-354, 1964.
3. Takasaki, M., and Ettles, C. M. McC., "The Effect of Added Rotation on Crosshead Bearing Performance," *J. of Tribology Trans. ASME*, Vol. 107, No. 1, pp.104-109, 1985.
4. Bates, T. W., Fantino, B., Launay, L., and Fren. J., "Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing Comparison between Theory and Experiment," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 33, 1990.
5. Rohde, S. M., and Li, D. F., "A Generalized Short Bearing Theory," *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 102, No. 3, pp.278-282, 1980.
6. Booker, J. F., "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution," *ASME Journal of Basic Engineering*, Vol. 87, No. 3, pp.537-547, 1965.

7. "Lubrication of a Crosshead-Pin Bearing in a Two-Stroke Cycle Marine Diesel Engine", *Bulletin of the Marine Engineering Society in Japan Tokyo*, The Marine Engineering Society in Japan, 1988 v 16, n 1, Mar 1988, pp 1-11

8. Shelly, P. D., and Ettles, C. M. McC, "A Finite Element Method for the Calculation of Locus Paths in Dynamically Loaded Bearings," *Proc. Int. Mech. Engrs., Automobile Division*, Vol. 187, 5/73, pp.79-86, 1973.