

크랭크 프레스 주축 저널 베어링의 최적 설계

심현해 · 김창호 · 권오관

한국과학기술원 기계공학연구부

Optimal Design of the Crank Press Main Journal Bearings

Hyun Hae Shim, Chang Ho Kim, Oh Kwan Kwon

Div. of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract— The mobility method of dynamically loaded journal bearings was applied to optimize the lubrication of the main journal bearing of the crank press. The effects of oil viscosity, temperature bearing clearance, length, the existence of the circumferential groove, peak press force, and crank rpm were examined. From the results of the minimum film thickness and the maximum film pressure, some of the factors could be optimized, and the degrees of the beneficial and detrimental effects of the others could be estimated.

1. 서 론

회전부의 하중을 지지하는 저널 베어링(Journal bearing)은 기계요소 설계중 중요한 부분을 차지하고 있다. 이 저널 베어링에 큰 하중이 짧은 순간에 작용할 경우 순간 면압 및 유막 두께의 변화가 극심하여 일반적인 설계 기준을 적용하기에는 문제점이 있다.

본 논문의 대상인 동하중을 받는 크랭크 프레스의 주축 베어링은 여러가지의 파손형태들이 관찰된다. 그러므로 그러한 베어링들을 설계할 때는 여러가지의 설계 기준들, 예를 들면, 최소유막두께, 최대유막압력, 압력구배, 마찰열 소비율, 온도상승 등이 검토되어야 할 것이다. 불행히도, 현재는 특정한 파손 유형들과 특정한 설계 기준들 사이를 연결시켜 주는 기초적인 자료들이 매우 적다. 결과적으로, 베어링 설계자들은 일반적으로, 유사한 적용들에서 축적된 경험의 바탕위에서 몇 가지 기준들로부터의 예측값들을 시험하여야 한다.

본 논문에서는 동하중을 받는 크랭크 프레스 주축 베어링의 윤활 해석을 위하여 모빌리티법[1-6]을 사용함으로써 최소유막두께와 최대유막압력을 쉽고 빠르게 계산하여 이들을 설계판단 기준으로 잡았다. 기존의 기본 설계 제원들을 중심으로 이 값들중 베어링의 윤활에

큰 영향을 주는 인자들, 즉, 윤활유의 점도, 베어링 틈새, 베어링 길이 등에 변화를 주어 저널 베어링의 성능 계산을 함으로써 현재 사용하고 있는 베어링의 윤활상태 향상 및 나아가서 최적의 설계치들을 검토하였다.

2. 해 석

2-1. 크랭크 프레스의 모델화

크랭크 프레스의 윤활 해석을 위한 모델의 개략적인 측면도는 Fig.1 과 같다. Fig.2는 주축(Main shaft)의 양단을 저널 베어링들이 지지하고 있는 모습을 나타내고 있다. 주요 부위들의 치수들은 Table 1에 보이고 있다. 주축은 모터로부터 기어를 통하여 동력을 전달받아 회전한다. 주축의 회전운동은 크랭크-슬라이드 메카니즘에 의하여 왕복운동으로 변환되며 슬라이드에 고정된 프레스 다이(die)가 하사점 직전에서 프레스 가공을 한다.

Fig.3은 크랭크 각도 변화에 따른 프레스 힘(press force)과 주축의 회전속도의 변화를 나타내며, 여기서 프레스 힘은 프레스가 가공물에 가하는 힘으로서 하사점 직전에 급격히 증가 및 감소하는 것을 보이며, 이때에 주축의 회전속도는 약간 감소했다가 회복하는 것을

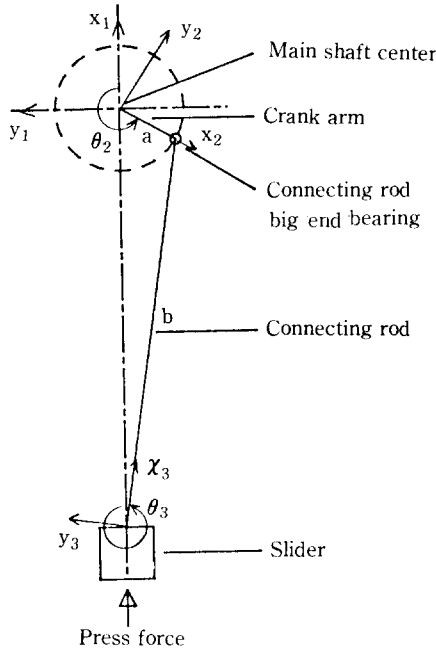


Fig. 1. Schematic diagram of the crank press model.

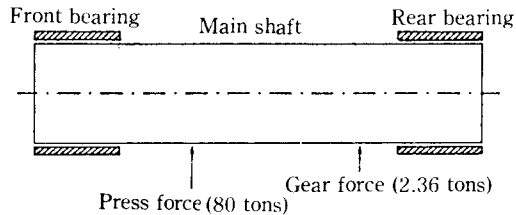


Fig. 2. Locations of the main shaft journal bearings and press force.

Table 1. Dimensions of the crank press

Crank radius	50 mm
Connecting rod length	420 mm
Bearing diameter	125 mm
Bearing length	103 mm
Crank rpm	100 rpm

보고 있다. 이 프레스 힘은 케넥팅 로드와 크랭크 암을 거쳐 크랭크 주축 베어링들에 전달되며, 따라서 이 베어링 하중과 회전속도는 시간에 따라 변한다. 이에 대응하여 베어링의 유막두께가 시간에 따라 변하며, 최소유막두께의 시간에 따른 제적이 결정된다. 이러한 등하중을 받는 보통의 저널 베어링 문제들의 해를 얻는데 매우 편리한 방법인 모빌리티법(mobility method)을 사용하여 본 연구대상인 크랭크 프레스 주축 베어링의 설계를 검토하였다.

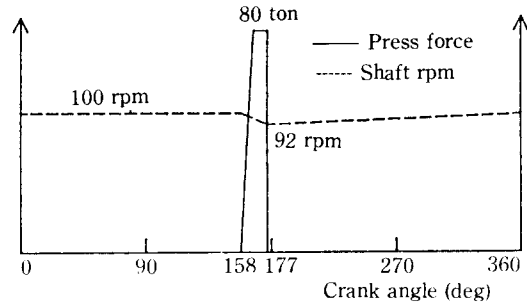


Fig. 3. Crank force and angular velocity along with crank angle.

2-2. 모빌리티법

2-2-1. 모빌리티법의 개념

모빌리티법은 1960년대에 미국의 J.F. Booker 에 의하여 발표되었다. 이 방법은 Fig.4 와 같은 모빌리티 지도(mobility map)라는 이미 계산되어 축적되고 발표된 데이터로부터 값을 읽어냄으로써 레이놀즈 방정식을 그대로 계산할 때보다 1500배 정도 계산속도가 빠르면서도 99%의 정확도를 갖는 방법이어서 설계단계에서 매우 유용하게 사용될 수 있다.

모빌리티법에서는 다음 식과 같이 저널 중심의 속도, \dot{e} 를 얻기 위하여 좌표계 I 과 II 를 설정한다.

$$\dot{e}_n = \dot{e}_I + \dot{e}_{n/I} \quad (1)$$

여기서, 좌표계 I 은 각 속도, $w = (w_j + w_b)/2$ 로 회전하고, 좌표계 II 는 임의로 정한 좌표계이다. 좌표계 I 의 관찰에게는 저널과 베어링이 같은 크기로 반대방향으로 회전하므로 압착(squeeze) 현상만이 관찰된다. 저널이 베어링안에서 압착만을 할 때에 대해 레이놀즈 방정식을 저널 중심의 속도에 대하여 무차원화하여 풀면, 저널의 베어링안의 임의의 위치에서 압착으로 인한 저널 중심의 속도에 대한 계산 결과들을 모빌리티 지도로 집약하여 저장할 수 있다. 예를 들어, Fig.4 에서 임의의 편심률, e 에 대한 모빌리티, M , 은 등 모빌리티선으로부터 모빌리티의 크기 1/5 를 갖고, 모빌리티선의 접선으로의 방향을 갖는다. 따라서, 식 (1) 의 우변의 두 항들을 아래와 같이 각각 계산할 수 있다.

$$\dot{e}_I = \frac{(C/R)^3 |F|}{2\mu LD} M$$

$$\dot{e}_{n/I} = (w_n - \frac{w_j + w_b}{2}) \times e \quad (2)$$

2-2-2. 최대유막압력

앞의 절에서 관찰되었듯이 오직 압착속도만이 유막압

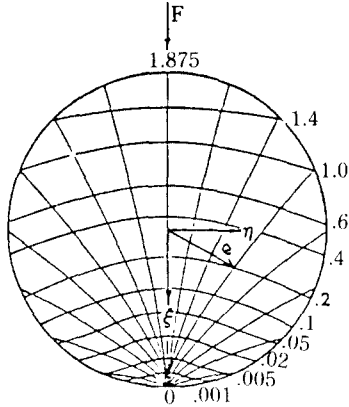


Fig. 4. Mobility clearance map

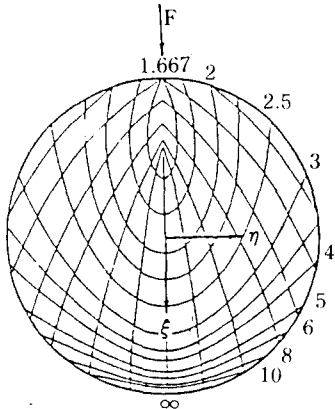


Fig. 5. Maximum pressure ratio clearance map

력의 형성에 기여한다(그러하여 압력분포는 하중의 각 속도, 저널과 베어링의 각속도에 전혀 무관하다.). 압착 속도-또한 압력-은 당 압력(specific load, $\bar{p}=F/LD$)에 직접으로 비례한다. 그러므로 오직 저널의 형상과 그 중심의 틈새원 안에서의 위치에만 의존하는 무차원 압력비 분포 $P=p/\bar{p}$ 를 고려하는 것이 편리하다. 이에 대한 데이터도 앞 절의 모빌리티 지도와 같이 Fig.5와 같은 최대유막 압력비 지도로 나타낼 수 있다 [2]. 이를 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$P_m = \frac{|F|}{LD} P_m$$

3. 컴퓨터 계산

초기의 저널 중심의 편심률과 속도를 임의로 가정하고 앞의 절에서 기술된 계산 단계들을 따라 외삽법(extrapolation)에 의하여 계산해 나아가면 전체의 저

널 중심 궤적을 얻을 수 있다. 외삽법인 오일러, 룽게-쿠타 등의 방법들은 도함수 식 (1)을 사용하여 시간 증분 Δt 에 해당하는 변위들 $\Delta ex, \Delta ey$ 을 근사화시킨다. 증분 시간 Δt 는 대체로 크랭크 각도 1/2도 혹은 1/4도이면 충분하나 부하조건이 매우 심한 구간에서는 1/8도로 해야 하는 경우도 있다.

입력 데이터들은 기본적으로 기존 혹은 일반적인 값들을 사용하였다. 이들중 베어링의 윤활과 크게 관련된 인자들, 즉, 윤활유의 점도, 베어링 틈새, 베어링 길이, 최대 프레스력, 크랭크 회전속도들에 변화를 줌에 따르는 저널 중심의 궤적, 최소유막두께, 최대유막압력들의 변화를 계산하였다.

한 인자의 영향을 계산할 때에는 다른 인자들은 고정시켰는데, 이들은 오일의 점도는 T37 오일 30°C의 값, 베어링 틈새비, $C/R=0.002$, 베어링 길이, $L=103$ mm, 오일 홈은 원주 방향으로 한바퀴 8mm의 폭이 있고, 최대 프레스력은 80톤, 크랭크 회전속도는 100 rpm이다.

4. 결과 및 고찰

4-1. 점도의 영향

유체 윤활 베어링들에서는 유체 유막으로 두 마찰면들의 직접적인 접촉을 피하므로 윤활유의 중요한 인자는 기본적으로 윤활유의 점도이다. 저널 베어링의 윤활 유로서는 유압 작동유들(Shell Tellus T Oil)이 사용되고 있다. 이들의 온도에 따른 점도변화는 Table 2에 나타나 있다.

베어링의 주어진 외형 치수들을 그대로 두고, 윤활유의 종류 및 온도의 변경에 따라 변화된 점도를 데이터로 주고 모빌리티법으로 계산한 최소유막두께, 최대유

Table 2. Viscosity of shell tellus oils along with temperature

Temp. (°C)	Viscosity (Pa.s)			
	T15	T37	T46	T100
10	0.0459	0.1305	0.1540	0.4470
20	0.0280	0.0740	0.0922	0.2414
30	0.0192	0.0470	0.0587	0.1404
40	0.0131	0.0322	0.0400	0.0894
50	0.0099	0.0226	0.0287	0.0608
60	0.0076	0.0159	0.0209	0.0402
70	0.00590	0.0122	0.0148	0.0282
80	0.00463	0.0095	0.0120	0.0207

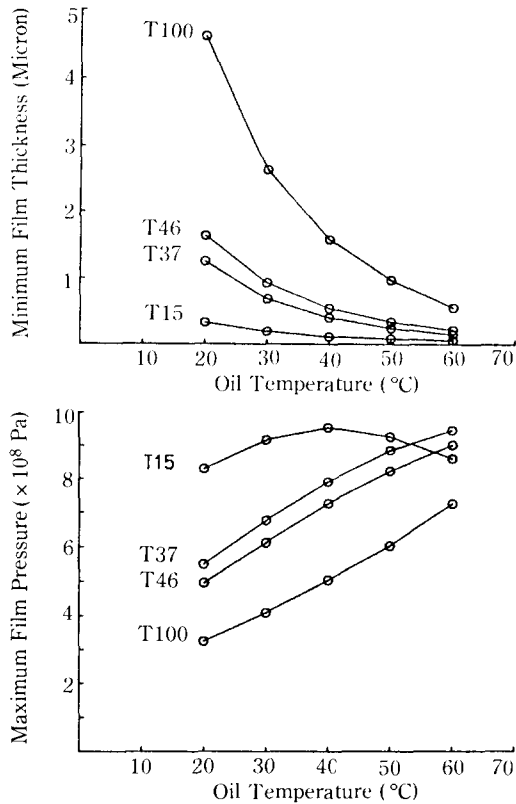


Fig. 6. Minimum film thickness and maximum film pressure as the oil temperature varied

막압력은 Fig.6 과 같다. 크랭크 프레스의 위험수준의 최소유막두께에 대한 설계 데이터가 알려져 있지 않지만 비슷한 예로서 케네팅 로드 베어링들의 위험수준 최소유막두께가 Table 3 과 같이 알려져 있다. 쉘 텔러스 T15 오일은 항상 최소유막두께를 $1\mu\text{m}$ 도 유지하지 못하므로 점도가 지나치게 낮음을 알 수 있다. 따라서 이 보다 점도가 더 높은 T37 이상의 점도의 오일이 사용되어야 할 것이다. 뿐만 아니라 점도가 높아질수록 최대유막압력도 낮아짐을 알 수 있다. 그리하여 오일의 점도 이외의 영향들을 다룬 다른 절에서는 오일을 T37 을 사용한 것으로 가정하였다.

4-2. 베어링 틈새의 영향

저널 베어링의 틈새는 대개 저널 반지름의 $2/1000$ 근 처로 잡는다. 본 연구에서는 베어링의 틈새를 $0.0005R$ 로부터 $0.003R$ 까지 변화시키면서 모빌리티법에 의하여 계산하였다. 그 결과 최소유막두께와 최대유막압력들이 Fig.7 과 같이 계산되었다. 최소유막두께의 그림을 보

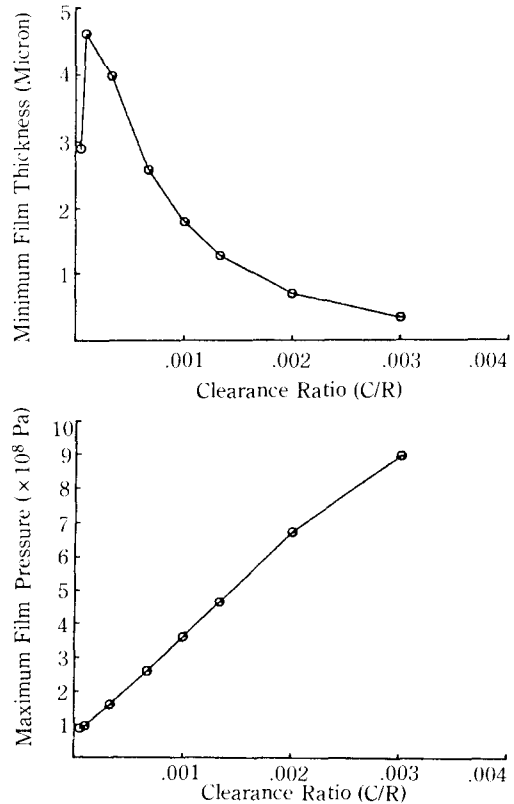


Fig. 7. Minimum film thickness and maximum film pressure as the bearing clearance varied (T37 oil)

면 베어링의 틈새가 $0.0001R$ 일 때에 최소유막두께가 가장 크게됨을 알 수 있다. 그보다 작을 때에는 급격히 감소하고 그보다 클 때에는 서서히 감소한다. 그러므로 안전성을 고려하면 베어링 틈새를 $0.0005R$ 정도, 즉, 저널의 지름이 125mm 이므로 베어링 틈새, C 는 $31\mu\text{m}$ 정도가 적당할 것이다.

4-3. 베어링 길이의 영향

산업계 베어링들의 길이/지름의 비는 대체로 $0.5 < L/D < 1.5$ 이다. 부하를 크게 받는 베어링 부위의 반대쪽에 오일 공급구의 위치를 선정하면 베어링의 부하능력을 높일 수 있다. 이에 비하여, 저널 베어링에 원주 방향의 오일 홈(circumferential oil groove)이 있으면, 이 홈 주변에 부하를 지지할 수 있는 유막압력이 발생할 수 없으므로 그만큼 유막두께가 얇아진다. 이 원주 방향 오일 홈이 베어링의 중심에 있으면, 베어링의 겉보기 길이의 반을 갖는 두개의 베어링이 베어링에 작용

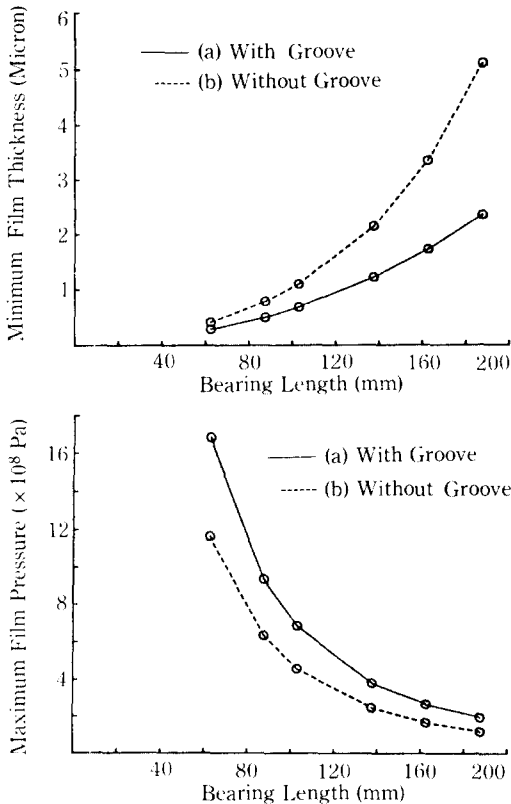


Fig. 8. Minimum film thickness and maximum film pressure as the bearing length varied (T37 oil)

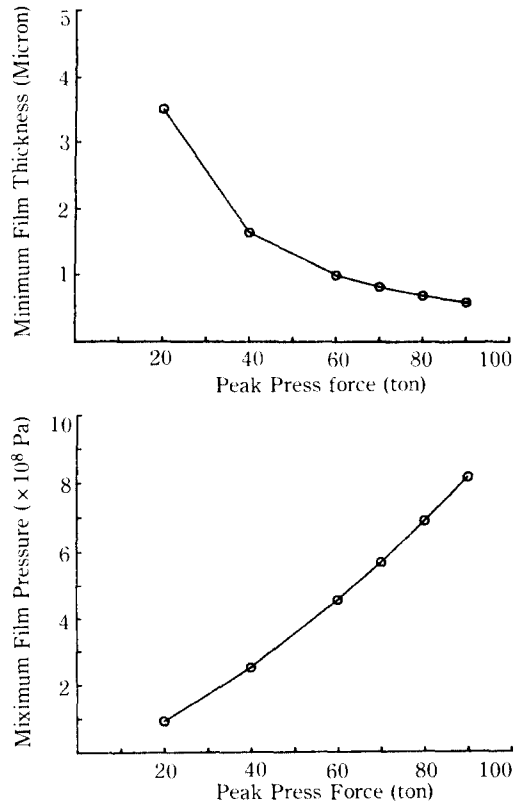


Fig. 9. Minimum film thickness and maximum film pressure as the press peak force varied (T37 oil)

하는 하중을 반씩 받치면서 같은 저널 중심 궤적을 그린다고 생각할 수 있다. 다시 말해서, 겹보기 베어링 길이의 반을 갖는 베어링에, 베어링의 전체 부하의 반이 작용한다고 생각하고 계산하는 것과 같다.

계산 결과들은 Fig.8과 같다. 그림에 따르면 베어링의 길이의 영향이 매우 큼을 알 수 있다. 또한 베어링의 원주 방향으로 한바퀴 오일 흡을 만들어 놓으면 베어링의 하중 지지 능력이 매우 떨어짐을 알 수 있다. 특히, 현재의 베어링 길이인 103mm의 경우에는 최소 유막두께가 2.5배 이상 차이가 난다. 그러므로, 본 연구대상인 경우 원주 방향으로 한바퀴 오일 흡을 만드는 일은 피하는 것이 좋다. 즉, 본 연구대상에서는 베어링의 전체 면이 모두 같은 부하를 받는 것이 아니다. 그 전체중에서 일부분만이 커다란 부하를 받는다. 따라서 이 부분에서는 베어링의 부하능력을 향상시키기 위하여 원주 방향의 오일 흡을 피하는 것이 좋다. 일반적으로, 최소유막두께가 되는 곳의 반대쪽의 일부에만 오일 흡을 만들어도 충분한 윤활유를 공급할 수 있다.

4-4. 프레스 가공력의 영향

크랭크 프레스의 가공력을 증가시키수록 베어링의 부하가 증가하여 유막두께도 작아지므로 결국에 가서는 윤활유막이 충분히 형성되지 않아 두 마찰면이 직접 닿게 되고 최종에 가서는 그 베어링이 파손되게 된다. 그러므로, 그 베어링이 크랭크 프레스의 최대 성능의 가공력을 감당할 수 있는지를 검토해 보아야 한다.

본 연구에서는 가공력을 증가시키에 따라 최소유막두께 및 최대유막압력이 어떻게 변하는지를 계산하였다. 그 결과는 Fig.9에 나타나 있다. 최대 프레스 힘을 감소시키에 따라 베어링의 부담은 훨씬 떨어짐을 알 수 있다.

4-5. 크랭크 회전속도의 영향

크랭크의 회전속도의 윤활에 대한 영향을 알기 위하여 회전속도를 800 rpm 까지 증가시키며 계산하였다. 그 결과는 Fig.10에 나타나 있다. 그림을 보면 최소유막두께가 크랭크 회전속도에 따라 거의 비례해서 증가

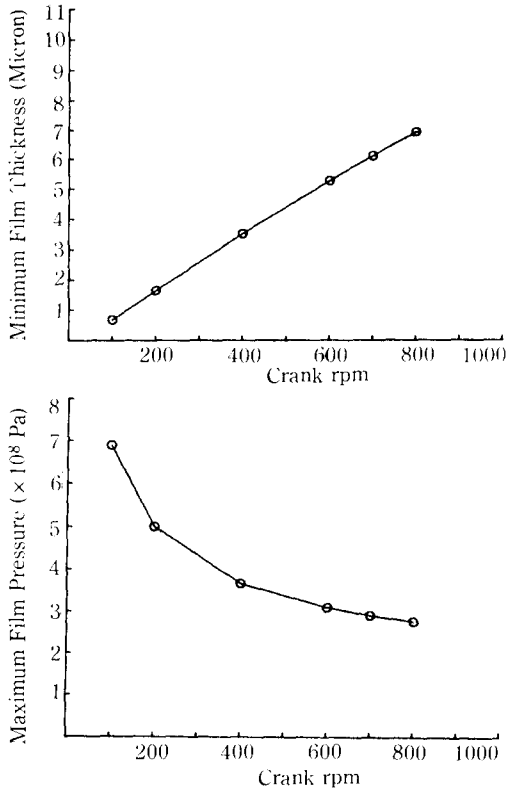


Fig. 10. Minimum film thickness and maximum film pressure as the crank rpm varied (T37 oil)

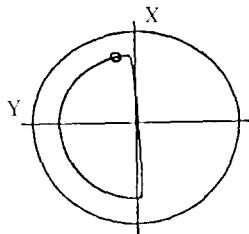


Fig. 11. Journal center orbit at the optimal lubrication condition

(Peak pressure force = 80 tons, Crank rpm = 100 rpm, Oil temp. = 30°C, C/R = 0.0005, Bearing length = 103 mm, without groove, T37 oil).

함을 알 수 있다. 그것은 속도가 증가함에 따라 베어링의 윤활 유막에 유체 동역학적 유압이 더 크게 발생하기 때문이다.

4-6. 최적 윤활상태

위에서는 여러가지 인자들의 영향들을 각각 계산하였다. 이들중 최대 프레스력을 80톤, 크랭크 회전속도를

Table 3. Danger levels for film thicknesses for connecting-rod bearings

	Typical diameter (mm)	Dangerous film thickness (μm)
Automotive (Otto)	50	1.0
Automotive (Diesel)	75-100	1.75
Industrial (Diesel)	250	2.5

100 rpm, 오일은 T37, 오일 점도는 온도 30°C 때의 값으로 하면, 베어링 틈새비, $C/R=0.0005$, 베어링 길이, $L=103$ mm, 오일 흡이 없을 때가 최적 윤활상태에 가깝다고 볼 수 있다. 이들을 입력 데이터로 넣고 계산한 결과 지널 중심의 궤적은 Fig.11 과 같이 나타나며, 최소유막두께가 $7.96 \mu\text{m}$, 최대유막압력이 121 MPa 이 나왔다. 이 값들은 Table 3에 나와 있는 위험한 수준의 최소유막두께보다 훨씬 큰 값들로서 매우 안정한 상태의 윤활조건이 될 것으로 판단된다.

5. 결 론

크랭크 프레스의 주축 베어링의 최적 설계를 위하여 모빌리티법을 사용한 결과 다음과 같은 결론들을 얻었다.

1. 오일의 점도를 더 큰 것을 사용함으로써 최소유막두께를 더 크게 할 수 있다.
2. 베어링 틈새는 지널 반지름의 0.0001배, 즉, 0.0001R 일 때 최소유막두께가 가장 크며 그보다 작으면 급격히 감소하고, 그보다 작으면 서서히 감소한다.
3. 베어링의 길이를 길게 할수록 좋으나, 길이를 그대로 할 경우, 오일 흡을 최소유막두께가 일어나는 부분의 반대편에만 일부를 만들어줌으로써 오일 흡을 한바퀴 모두에 만들 때보다 최소유막두께를 두배 이상 크게 유지할 수 있다.
4. 프레스의 가공력의 최대 능력 근처에서는, 최대 프레스 가공력이 증가함에 따라 최소유막두께가 거의 일차 함수적으로 작아진다.
5. 크랭크의 회전속도가 증가함에 따라 최소유막두께는 거의 비례적으로 증가한다.
6. 위 여러 인자들중 몇가지 최적값들을 동시 만족하는 조건으로 작동할 경우 최소유막두께가 $8 \mu\text{m}$ 이상이 될 수 있으며, 이는 매우 안전한 수준의 윤활조건이다.

References

1. J.F. Booker, "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution," *Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D*, Vol. 81, 1965, pp. 537-546.
2. J.F. Booker, "Dynamically-Loaded Journal Bearing: Maximum Film Pressure," *Journal of Lubrication, Trans. ASME, Series F*, Vol. 91, 1969, pp. 534-543.
3. J.F. Booker, "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Numerical Application of the Mobility Method," *Journal of Lubrication, Trans. ASME, Series F*, Vol. 93, 1973, pp. 315.
4. P.K. Goenka, "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis," *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 106, 1984, pp. 429-439.
5. P.K. Goenka, "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings," *Journal of Tribology, Trans. ASME, Series F*, Vol. 106, 1984, pp. 421-428.
6. 심현해, 김창호, 오박관, 권오관, "모델리티법을 이용한 동하중을 받는 저널 베어링의 최적 설계", *한국윤활학회지*, Vol.2, 1986, pp.32-43.