

불연속 오일공급 형태의 크랭크샤프트 베어링 설계

윤 정 의*

삼척대학교 메카트로닉스공학부

Crankshaft Bearing Design Adapting Discontinuous Oil Supply System

Jeong-Eui Yun*

Division of Mechatronics, Samcheok National University, Gangwon 245-711, Korea

(Received 18 June 2004 / Accepted 30 September 2004)

Abstract : In this study, for the crankshaft bearing design adapting discontinuous oil supply system, analyses were conducted to determine the lubrication characteristics such as oil flow rate and increase of oil temperature at main bearing and connecting rod bearing. Additionally, supplied oil pressure and temperature effects on the bearings were simulated to figure out lubrication characteristics on the bearings. Finally the effects of increasing the bearing width and clearance were introduced on the lubrication characteristics.

Key words : Discontinuous oil supply system(불연속 오일공급시스템), Main bearing(메인 베어링), Connecting rod bearing(커넥팅 로드 베어링), Bearing width(베어링 폭), Oil flow rate(유량), Oil temperature increase(오일 온도 상승)

Nomenclature

a_1, a_2 : geometrical parameter
 b : bearing width
 b_n : width of groove
 C : specific heater
 c : radial clearance
 d : journal diameter
 r : journal radius
 P_S : supply oil pressure
 \bar{P} : mean surface pressure

q_b : geometrical parameter
 S_o : Sommerfeld number
 ΔT : temperature increase of oil
 \dot{V} : volumetric flow rate
 W : load
 z : oil feed diameter
 ϵ : Eccentricity ratio
 η : dynamic viscosity of oil
 ρ : density of oil
 ω : angular velocity
 Ψ : radial clearance ratio (=c/r)
 Ψ : attitude angle

*To whom correspondence should be addressed.
jeyun@samcheok.ac.kr

1. 서론

왕복동기관의 윤활시스템 설계 시 가장 어려운 부분은 원운동에 의한 원심력이 문제가 되는 크랭크샤프트 시스템 부분이다. 크랭크샤프트 시스템은 오일펌프에서 메인 갤러리로 공급된 고압의 오일을 메인 베어링과 커넥팅 로드 대단부 베어링으로 공급해주는 역할을 한다. 이러한 이유로 지금까지 대부분 엔진의 크랭크샤프트 오일공급시스템 설계는 전 운전 영역에서 연속적으로 커넥팅 로드 베어링 쪽으로 오일을 공급해줄 수 있는 연속오일공급 시스템이 채택되어져 왔다. 그러나 최근에는 이러한 전통적인 방법 대신 불연속적인 오일 공급방식의 크랭크시스템을 채택한 엔진이 종종 개발되고 있다.¹⁻⁵⁾

본 연구에서는 불연속적인 오일공급시스템을 채택한 크랭크샤프트 시스템의 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링의 설계틀을 위해 오일 온도, 공급 오일 압력 및 엔진 회전수, 베어링 틈새 및 폭 등의 변화에 따른 유량 및 온도상승의 효과를 해석하였다. 특히 불연속 오일공급에 따른 효과를 좀더 실질적으로 해석하기 위해 베어링에 공급되는 오일의 흐름을 비정상해석(unsteady analysis)을 통해 구한 값을 사용하였다.

2. 불연속 오일공급형태의 크랭크샤프트 베어링 설계 모델

Fig.1은 연속 및 불연속 크랭크샤프트 오일공급 시스템의 그림을 요약한 것이다. 그림에서 실선과 함께 점선으로 나타낸 것과 같은 오일 공급통로가 설치된 크랭크샤프트 시스템을 채택한 경우(연속 오일공급 시스템)는 전 운전 영역에서 연속적으로 커넥팅 로드 대단부 베어링 쪽으로 오일을 공급할 수 있다. 그러나 실선으로 표시된 부분에만 오일 통로가 설치되어 있는 크랭크샤프트 시스템을 채택한 경우에는(불연속 오일공급, Fig. 1(a)에서처럼 오일 공급관 입구가 메인 베어링의 오일 그루브와 일치하는 영역에서만 오일공급이 가능하며, 그 나머지 운전영역에서는(Fig. 1(b)) 커넥팅 로드 대단부 베어링 쪽으로 오일 공급이 중단되는 형태가 된다.

Fig. 2는 엔진 윤활회로에서 불연속 오일공급시

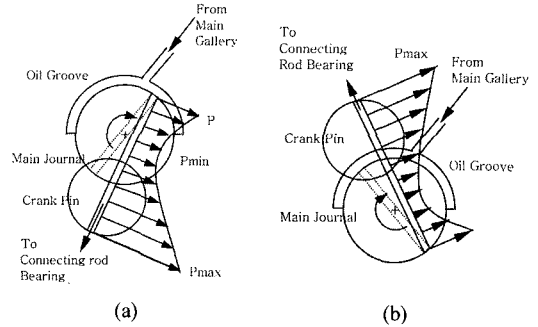


Fig. 1 Schematic diagram of crankshaft oil supply system

스템을 채택한 크랭크샤프트 윤활공급 시스템을 상용 유로해석 프로그램인 Flowmaster2를 사용하여 상세하게 모델링 한 모습을 보여주고 있다. 해석 시 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링 쪽으로 연결된 통로를 통해 흐르는 오일은 통로의 회전에 의한 원심력의 효과(centrifugal force)를 고려하여 해석하였으며(#207), 그루브 내의 정체된 오일이 빠른 원운동을 하는 오일통로 쪽으로 이동할 수 있도록 해주는 가속력(acceleration force), 그리고 각 통로 상에서 발생하는 마찰손실(friction force) 효과 또한 본 해석에서 고려하여 비정상 유동해석을 수행하였다.^{5,6)}

Fig. 3은 현재 가장 많이 사용되어지고 있는 형태의 커넥팅 로드 대단부 베어링 및 메인 베어링의 모습으로, 본 연구에서도 동일한 형태의 베어링을 해석에 사용하였다. 그림에서처럼 커넥팅 로드 대단부 베어링은 직경 54mm의 상하 모두 평 베어링을 사용하였다. 그러나 직경 65mm인 메인 베어링의 경우에는 위쪽부분은 3mm의 폭을 가진 그루브형 베어링을 사용하였으며, 아래쪽부분은 지지 하중력 향상을 위해 평 베어링을 채택하였다. 그리고 해석에 사용한 베어링을 통한 유량 계산은 아래의 (1)-(7)식을 사용하였다. 또한 베어링을 통해 흐르는 공급 오일의 온도 상승효과는 회전운동에 의한 마찰력(F)으로부터 발생하는 열은 전부 공급되는 오일에 의해 배출된다는 가정 하에서 아래의 (8)-(10)식으로부터 계산하였다. 또한 (9)식 계산에서 계산의 단순화를 위해 자세각(attitude angle)은 좁은 폭 베어링에 관한 해석식을 사용하였으며, 극한 조건에 대한 경우를 얻고자 캐비테이션이 발생하지 않는다는

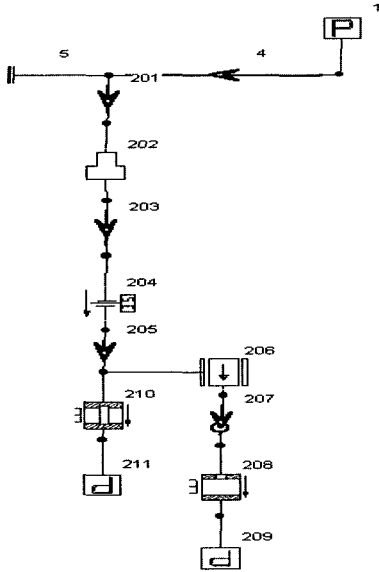


Fig. 2 Analysis model of crankshaft oil supply system

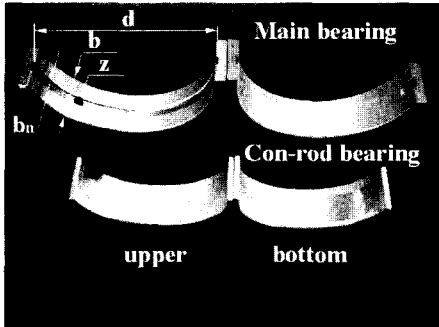


Fig. 3 Main bearing and connecting rod big end bearing

가정 하에서 $I=1$ 의 값을 사용하였다.⁶⁻⁸⁾

$$S_o = \frac{\bar{P}\Psi^2}{\eta\omega} = \left(\frac{b}{d}\right)^2 \frac{\varepsilon}{2(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{\pi^2(1-\varepsilon^2)+16\varepsilon^2} \frac{a_1(\varepsilon-1)}{a_2+\varepsilon} \quad (1)$$

$$a_1 = 1.1642 - 1.19456\left(\frac{b}{d}\right) + 7.1161\left(\frac{b}{d}\right)^2 - 10.1073\left(\frac{b}{d}\right)^3 + 5.0141\left(\frac{b}{d}\right)^4 \quad (2)$$

$$a_2 = -1.000026 - 0.023634\left(\frac{b}{d}\right) - 0.4215\left(\frac{b}{d}\right)^2 - 0.038817\left(\frac{b}{d}\right)^3 - 0.090551\left(\frac{b}{d}\right)^4 \quad (3)$$

$$\dot{V} = \frac{r^3\Psi^3P_s}{\eta} V_p^* + 2\left[\frac{b}{d} - 0.223\left(\frac{b}{d}\right)^3\right] r^3\Psi\omega\varepsilon \quad (4)$$

for main bearing,

$$V_p^* = \pi \frac{1 + (1.5\varepsilon^2) + 6\varepsilon + 1.33\varepsilon^3}{6\left(\frac{b-b_n}{d}\right)} \quad (5)$$

for connecting rod big end bearing,

$$V_p^* = \pi \frac{1 + \varepsilon^3}{6q_b \ln\left(\frac{b}{z}\right)} \quad (6)$$

where

$$q_b = 1.204 + 0.368\left(\frac{z}{b}\right) - 1.046\left(\frac{z}{b}\right)^2 + 1.942\left(\frac{z}{b}\right)^3 \quad (7)$$

$$F = \frac{c\varepsilon W}{2r} \sin\psi + \frac{2\pi\eta r^2\omega b}{c\sqrt{(1-\varepsilon^2)}} I \quad (8)$$

$$\psi = \tan^{-1}\left(\frac{\pi\sqrt{(1-\varepsilon^2)}}{4\varepsilon}\right) \quad (9)$$

$$\Delta T = \frac{Fr\omega}{\rho\dot{V}C} \quad (10)$$

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 불연속 오일공급형태의 크랭크샤프트를 채택한 시스템에서 메인 베어링(#210)과 커넥팅 로드 대단부 베어링(#208) 쪽으로 공급되는 오일량의 변동 현상을 크랭크샤프트가 3바퀴 회전할 동안의 과정을 기술하였다. 그림에서 각 베어링으로 공급되는 오일량의 변동 현상을 살펴보면, 크랭크샤프트가 회전하는 동안 커넥팅 로드 베어링으로 연결된 오일통로가 메인 베어링의 오일 그루브와 서로 끊겨지는 180° 영역(Fig. 1(b) 영역)에서는 커넥팅 로

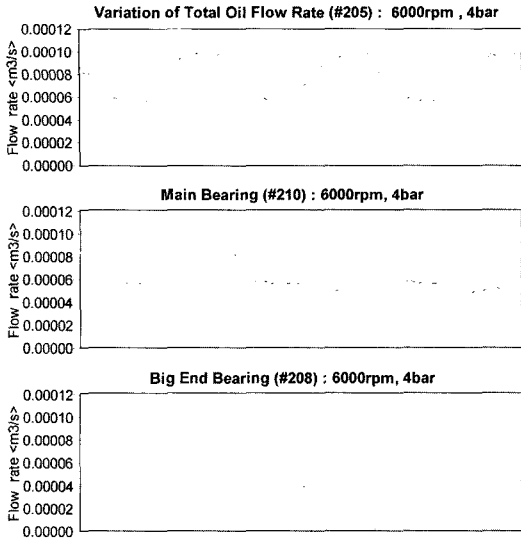


Fig. 4 Variation of supplied oil flow rate to each bearing at supplied oil pressure 4bar and 6000rpm condition

드 베어링으로 오일이 공급되어지지 않음을 알 수 있다. 그러나 오일 그루브와 서로 연결되어지는 180° 영역(Fig. 1(a) 영역) 동안은 커넥팅 로드 베어링으로 오일이 정상적으로 공급되며 이러한 현상이 규칙적으로 반복된다. 이러한 커넥팅 로드 베어링으로의 불연속적인 오일공급 현상은 메인 베어링에 공급되는 오일에도 직접적으로 영향을 미치며 특히 오일이 공급의 개폐 시점을 주기로 과도적인 현상을 보인다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 엔진오일(SAE15W40)의 온도를 바꾸어 가면서 각 베어링으로 공급되는 유량 및 베어링을 통과한 후 오일의 온도 상승효과를 계산한 결과이다. 먼저 각각의 베어링으로 공급되는 유량의 변화를 살펴보면 공급오일의 온도변화에 따라 유량은 급격히 증가하는 경향을 보인다. 이는 온도증가에 따라 윤활유의 점도가 지수적으로 감소하는 특성에 기인하는 것이다. 또한 엔진 회전수의 증가에 따라 각각의 베어링에 공급되는 유량 또한 증가하는 경향을 보여주고 있다. 그리고 각 베어링에 공급된 유량과 베어링에서 발생하는 마찰력 값으로부터 계산한 공급오일의 마찰력에 의한 온도 상승효과는 메인 베어링 보다는 커넥팅 로드 베어링에서 급격하게 증가하는 경향을 가지며, 주어진 조건에서 최대 약 37°C까지 상승하는 결과를 보여주고 있다.

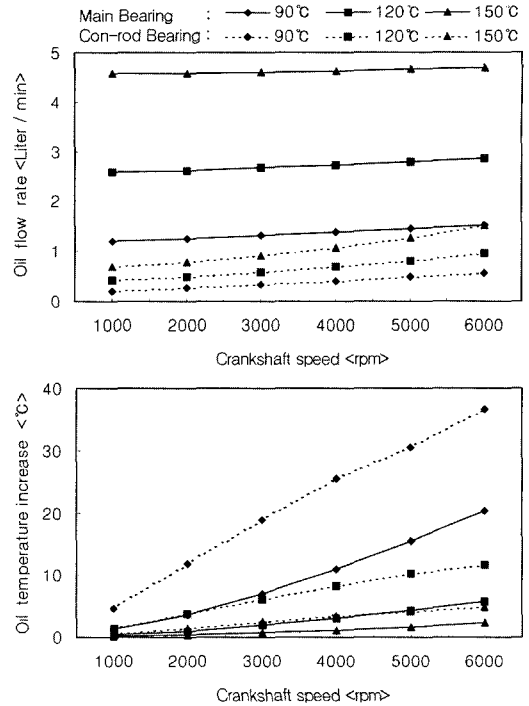


Fig. 5 Effects of supplied oil temperature and crankshaft speed on oil flow rate and oil temperature increase. (Supply oil pressure =6bar, Main bearing : d=65mm, b/d=0.3, bn=3mm, c=40μm, W=3992N Con-rod bearing : d=54mm, b/d=0.3, z=5mm, c=40μm, W=4990N)

Fig. 6은 베어링의 직경과 폭의 비에 따른 베어링의 윤활 특성을 계산한 결과이다. 해석 결과를 살펴 보면 베어링 폭의 증대는 넓어진 폭에 의한 저항 증대로 오히려 공급 유량은 감소하게 되며 이로 인해 약간의 오일 온도 상승을 초래 할 수 있다는 것을 보여준다.

Fig. 7은 베어링 간극(clearance)의 변화에 따른 윤활 특성을 계산한 결과이다. 각 베어링으로 공급되는 유량을 계산한 그림에서 베어링의 간극을 60μm로 한 결과를 살펴보면, 메인 베어링의 경우 엔진회전수가 증가함에 따라 오히려 약간 감소하는 경향을 보여주고 있다. 전체적으로는 오일 공급량 경우 베어링 간극 변화의 3제곱에 비례하는 특성을 가지고 있으므로 간극이 넓어짐에 따라 공급 오일량은 급격한 증가를 보여주고 있으며, 이러한 영향으로 커넥팅 로드 베어링을 통해 흐르는 오일은 최고 약 75°C에서 약 4°C까지, 메인 베어링으로 흐르는 오

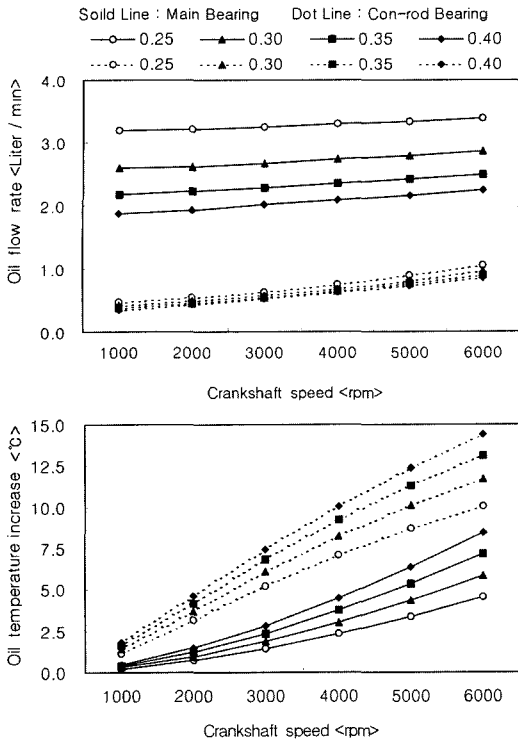


Fig. 6 Effects of b/d and crankshaft speed on oil flow rate and oil temperature increase. (Supply oil pressure=6bar, oil temp=120°C, Main bearing : d=65mm, bn=3mm, c=40 μ m, W=3992N, Con-rod bearing : d=54mm, c=40 μ m, z=5mm, W=4990N)

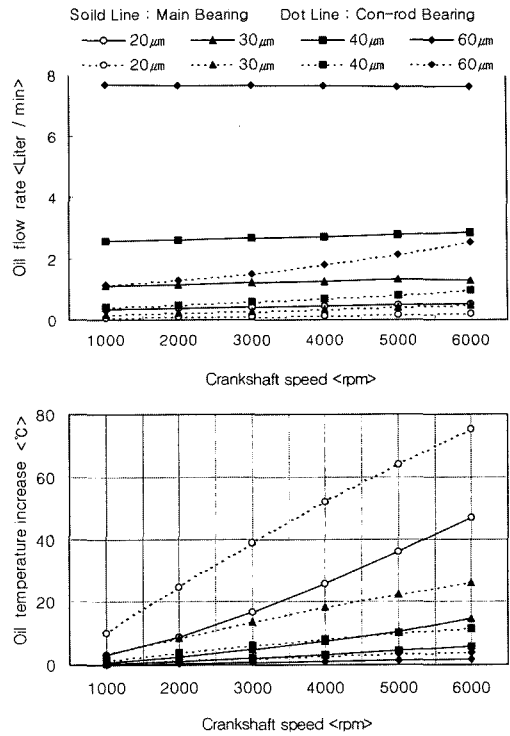


Fig. 7 Effects of radial clearance of bearing and crankshaft speed on oil flow rate and oil temperature increase. (Supply oil pressure=6bar, oil temp=120°C, Main bearing : d=65mm, b/d=0.3, bn=3mm, W=3992N, Con-rod bearing : d=54mm, b/d=0.3, z=5mm, W=4990N)

일은 최고 약 47°C에서 약 2°C까지 감소시키는 결과를 주게 된다.

Fig. 8은 메인 갤러리에서 공급하는 오일의 압력 변화에 따른 유량공급 특성 및 온도 상승을 계산한

결과이다. 엔진 개발 시 윤활회로에 공급유량을 확대할 필요가 있을 시 일반적으로 대응하는 방법 중의 하나가 오일펌프의 공급압력을 증가하는 것이다.

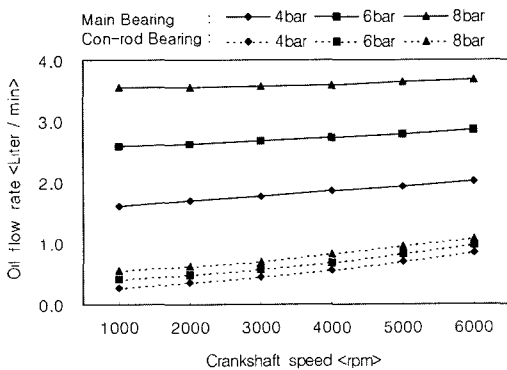


Fig. 8 Effects of supplied oil pressure and crankshaft speed on oil flow rate and oil temperature increase. (Supply oil temp=120°C, Main bearing : d=65mm, b/d=0.3, bn=3mm, c=40 μ m, W=3992N, Con-rod bearing : d=54mm, b/d=0.3, c=40 μ m, z=5mm, W=4990N)

이와 같은 펌프의 공급오일 압력 증대는 그림에서처럼 각 베어링의 유량 증대와 함께 베어링의 냉각효과에 기여를 하게 된다. 해석결과를 살펴보면 주어진 조건에서 오일의 공급압력을 증가하면 각 베어링으로 공급되는 유량 또한 증가하여 이로 인해 베어링을 통한 오일 온도는 감소하는 경향을 보여 준다.

4. 결론

- 1) 불연속 오일공급형태의 크랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진의 커넥팅 로드 베어링 경우는 오일 공급주기가 짧아짐에 따라 공급되는 오일량이 메인 베어링에 비해 적으며, 이로 인해 베어링을 통해 흐르는 오일의 온도 상승 효과 또한 상대적으로 큰 값을 가진다.
- 2) 베어링 간극이 넓어질 경우 급격한 유량 증대로 인해 열방출 특성이 증대하므로 베어링의 냉각 성능 향상 측면에서는 베어링 간극의 증대가 가장 효과적이다.
- 3) 베어링 폭의 증대는 공급 유량의 감소를 초래하게 되며 이로 인해 약간의 오일온도 상승효과를 가져온다.

References

- 1) S. Zoz, S. Strepek, M. Wiseman and C. Qian, "Engine Lubrication System Model for Sump Oil Temperature Prediction," SAE 2001-01-1073, 2001.
- 2) Y. Tasaki, T. Gotou, K. Ushijima and K. Hori, "Prediction of Crank Pin Journal Temperature Based on the Oil Flow Rate," SAE 981403, 1998.
- 3) J. Sorab and S. Korcek, "Surface and Engine Oil Effects on Journal Bearing Lubrication," SAE 981408, 1998.
- 4) J. E. Yun and M. S. Chon, "The Effect of Oil Pressure Fluctuation on the Engine Lubrication System," Transactions of KSAE, Vol.10, No.3, pp.44-50, 2002.
- 5) M. A. Mian, "Design and Analysis of Engine Lubrication Systems," SAE 970637, 1997.
- 6) P. R. Meernik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE 860229.
- 7) A. Glaser, Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren, Chap.5, Springer-Verlag, Germany, 1996.
- 8) A. Cameron, The Principles of Lubrication, Chap.12, William Clowes and Sons, UK, 1967.