

# 크랭크샤프트 베어링시스템 설계 연구

윤 정 의<sup>†</sup>

강원대학교 삼척캠퍼스 메카트로닉스공학부

## A Study on Design of Crankshaft Bearing System

Jeong-Eui Yun<sup>†</sup>

Division of Mechatronics, Kangwon National University Samcheok Campus

**Abstract** – Two kinds of crankshaft oil supply system which were called continuous and discontinuous oil supply system have recently been adopted in engine developing process. In order to clarify the lubrication characteristics for these systems, in this paper, the comparison studies on supplied oil temperature, pressure, aspect ratio of bearings, and radial clearance were carried out for the main and the connecting rod bearing using computational fluid dynamic analysis.

**Key words** – crankshaft bearing system, main bearing, connecting rod bearing, oil flow rate, oil temperature increase.

### 1. 서 론

자동차 엔진의 크랭크샤프트 베어링 설계 과정에서는 엔진의 최대 운전 회전수 및 부하 하중 그리고 채택 윤활시스템의 구성에 따라 베어링의 재질 뿐만 아니라 베어링의 여러 설계변수 등이 함께 고려 되어진다. 특히 지금까지 대부분의 엔진 크랭크샤프트 베어링 오일공급시스템은 전 운전 영역에서 연속적으로 커넥팅 로드 베어링으로 오일을 공급해주는 연속오일공급 방식을 사용하였으나 최근 들어 이러한 전통적인 방법대신 불연속적으로 오일을 공급하는 방식을 채택하는 엔진이 개발되고 있다. 이와 같은 불연속적인 오일공급방식이 엔진의 생산성 측면 및 크랭크샤프트의 강성증대 측면에서는 이점이 있지만 윤활공학 측면에서는 명백하게 불리한 측면을 가지고 있다. 그러므로 이러한 불연속 오일공급시스템을 채택한 크랭크샤프트 베어링 설계는 기존의 연속오일공급방식과는 다소 다른 접근이 요구된다[1-5].

본 연구에서는 연속오일공급시스템 및 불연속 오일

공급시스템을 채택한 크랭크샤프트 베어링의 윤활특성을 비교해보고자 수행되었다. 이를 위해 상용 유동해석 프로그램인 Flowmaster 프로그램을 사용하여 엔진의 윤활유공급온도 및 압력, 베어링 간극 및 베어링 주요치수(폭/직경)등을 변수로 과도비정상해석(unsteady transient analysis)을 수행하였다. 그리고 해석 시 해석결과의 현실성을 유지하고자 온도에 따른 베어링 열팽창에 의한 간극의 변화를 해석과정에서 고려하였다.

### 2. 연속 및 불연속 오일공급시스템의 구조 및 해석 모델

Fig. 1은 연속 및 불연속 크랭크샤프트 오일공급시스템의 그림을 요약한 것이다. 그림에서 실선과 함께 점선으로 나타낸 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 시스템), Fig. 1(a)에서처럼 오일 공급관 입구가 메인 베어링의

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : jeyun@kangwon.ac.kr

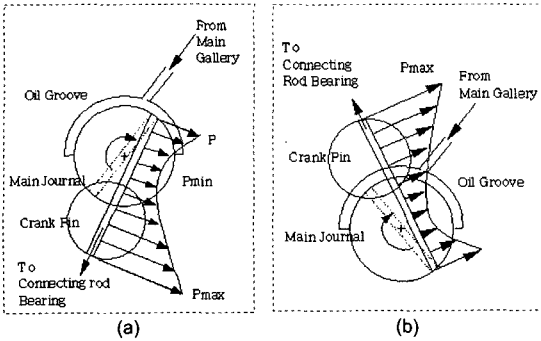


Fig. 1. Schematic diagram of crankshaft oil supply system.

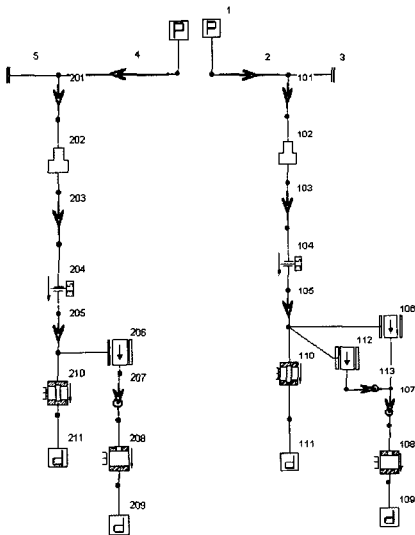


Fig. 2. Analysis model of crankshaft oil supply system. Left and right side figures indicate discontinuous and continuous oil supply system respectively.

오일 그루브와 일치하는 영역에서만 오일공급이 가능하며, 그 나머지 운전영역에서는(Fig. 1(b)) 커넥팅 로드 대단부 베어링 쪽으로 오일 공급이 중단되는 형태가 된다.

Fig. 2는 연속 및 불연속 오일공급시스템의 차이를 비교해 보기 위해 엔진의 윤활회로에서 크랭크샤프트 윤활공급시스템 부분만을 상용 유로해석 프로그램인 Flowmaster2를 사용하여 상세하게 모델한 그림을 보여주고 있다. 그림의 오른쪽은 운전영역 동안 연속적으로 오일이 공급되는 시스템을 모델한 그림이며(Fig. 1에서 점선부분 오일통로가 있는 크랭크샤프트 시스템),

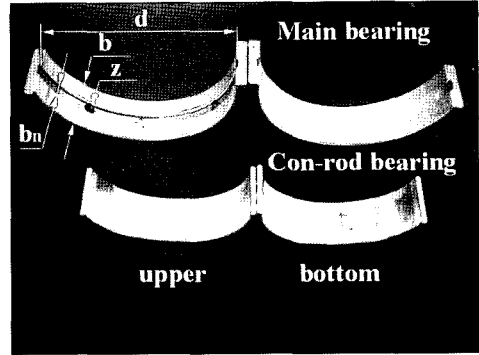


Fig. 3. Main bearing and connecting rod big end bearing.

왼쪽은 Fig. 1의 (b)에서 처럼 오일통로가 오일을 공급하는 오일 그루브와 연결되어질 때만 커넥팅 로드 대단부 베어링 쪽으로 오일이 공급되는 불연속 오일공급 시스템을 모델한 그림이다. 해석 시 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링 쪽으로 연결된 통로를 통해 흐르는 오일은 통로의 회전에 의한 원심력의 효과(centrifugal force)를 고려하여 해석하였으며, 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.

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 54 mm의 상하 모두 평 베어링을 사용하였다. 그러나 직경 65 mm인 메인 베어링의 경우에는 위쪽부분은 3 mm의 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[6]. 또한 베어링을 통해 흐르는 공급오일의 온도 상승효과는 회전운동에 의한 마찰력(F)으로부터 발생하는 열은 전부 공급되는 오일에 의해 배출된다는 가정 하에서 아래의 (8)-(10) 식으로부터 계산하였다[7]. 또한 (9)식 계산에서 계산의 단순화를 위해 자세각(attitude angle)은 좁은 폭 베어링에 관한 해석 식을 사용하였으며, 극한 조건에 대한 경우를 얻고자 캐비테이션이 발생하지 않는다는 가정 하에서  $I=1$ 의 값을 사용하였다.

$$S_o = \frac{\bar{P} \Psi^2}{\eta \omega}$$

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

where,

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

$$a_2 = -1.000026 + -0.023634\left(\frac{b}{d}\right) - 0.4215\left(\frac{b}{d}\right)^2 - 0.0038817\left(\frac{b}{d}\right)^3 - 0.090551\left(\frac{b}{d}\right)^4 \quad (3)$$

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

for grooved 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 bored 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 공급오일의 온도변화에 따라 연속 및 불연

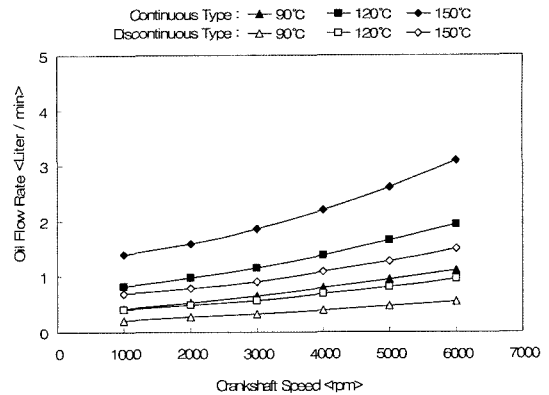


Fig. 4. Effects of supplied oil temperature and crankshaft speed on oil flow rate (Supply oil pressure = 6 bar, Main bearing : d=65 mm, b/d=0.3, bn=3 mm, c=40 μm, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, b/d=0.3, z=5 mm, c=40 μm, W=4990).

속 오일공급 크랭크샤프트 시스템(Fig. 1참조)을 채택한 엔진의 펌프로부터 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 유량의 변화를 계산한 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 메인 베어링으로 공급되는 유량은 연속 및 불연속 시스템의 채택에는 큰 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있다. 그러나 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 유량은 불연속오일공급시스템을 채택한 엔진의 경우가 연속오일공급시스템을 채택한 엔진에 비해 상당히 적은 유량을 공급 받는다는 것을 보여준다. 그러므로 이러한 불연속 오일공급시스템을 채택할 경우에는 특히 커넥팅 로드 베어링 쪽으로 유량공급이 충분한가를 충분히 검토해야 한다는 것을 보여주고 있다.

Fig. 5는 공급오일의 온도변화에 따라 연속 및 불연속 오일공급 크랭크샤프트 시스템(Fig. 1참조)을 채택한 엔진의 펌프로부터 크랭크샤프트 베어링 시스템(메인 베어링+커넥팅 로드 베어링)으로 공급되는 유량의 변화를 계산한 결과이다. Fig. 4에서 추정할 수 있듯이 연속시스템을 채택한 경우 온도 증가와 함께 공급 유량이 급격하게 증가하는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 6은 공급오일의 온도변화에 따른 공급 유량의 비(불연속 시스템/연속 시스템)를 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링 그리고 이를 합한 전체 크랭크샤프트 시스템(Total로 표현)에 대해 계산한 결과이다. 결과로부터 공급오일의 온도와 회전수가 증가할수록 불연속 시스템의 크랭크샤프트 시스템(Total)으로 공급되는 유

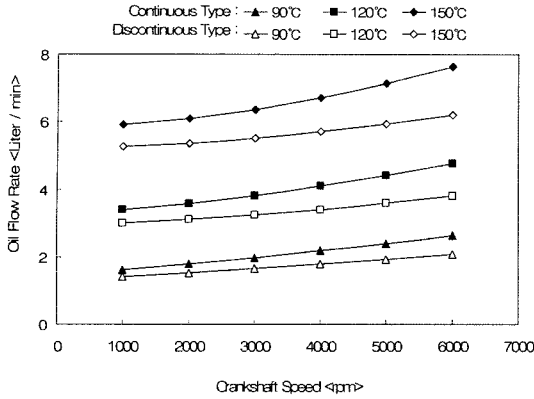


Fig. 5. Variation of supplied oil flow rate to total crankshaft bearing system, which consists of main and connecting rod bearing.

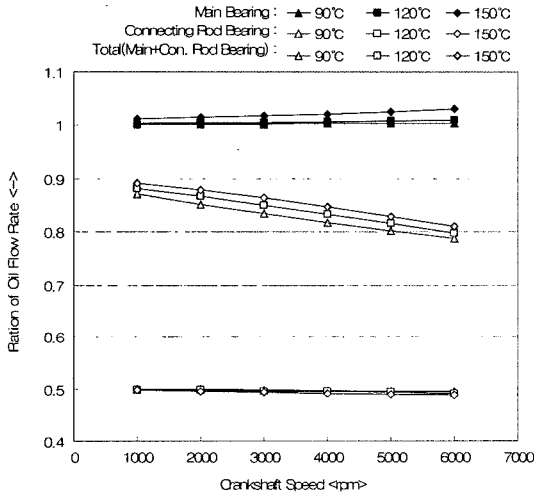
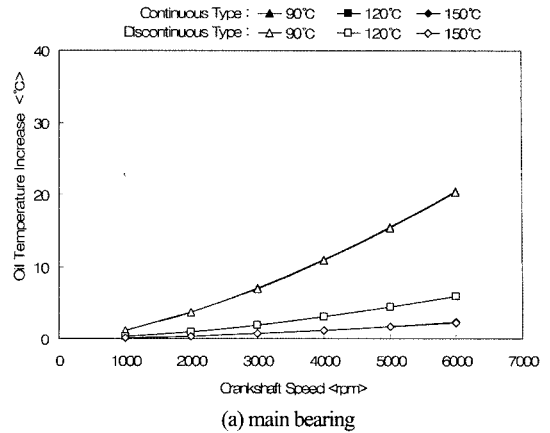


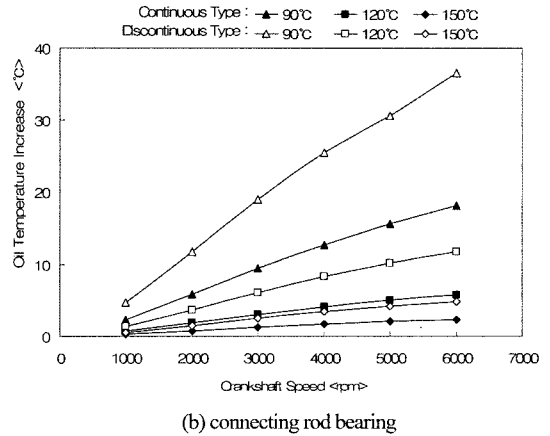
Fig. 6. Variation of oil flow rate ratio of discontinuous to continuous oil supply system.

량은 연속 시스템에 비해 감소하는 경향을 가진다는 것을 알 수 있다. 그리고 불연속 시스템을 채택한 경우, 150°C, 6000 rpm 조건에서 메인 베어링으로 공급되는 오일은 연속 시스템을 채택한 경우에 비해 약 4%정도 증가하는 결과를 보여주고 있다.

Fig. 7은 베어링의 마찰력에 의해 발생하는 열에 의해 베어링으로 공급되는 오일의 온도 증가 값을 오일의 공급온도 및 엔진 회전수 변화에 따라 (10)식을 사용하여 계산한 결과이다. 엔진 회전수의 증가에 의한 마찰력 증가로 인해 모든 베어링을 통해 흐르는 오일의 온도 또한 엔진 회전수에 비례하여 증가하는 경향



(a) main bearing



(b) connecting rod bearing

Fig. 7. Effects of supplied oil temperature and crankshaft speed on oil temperature increase in main and connecting rod bearing due to friction.

을 가짐을 알 수 있다. 그리고 불연속 시스템의 경우 연속시스템에 비해 커넥팅 로드 베어링에서 온도 증가는 약 2배정도가 되며, 특히 90°C, 6000 rpm 조건에서는 약 37°C까지 오일의 온도가 상승하는 결과를 보여주고 있다. 이러한 이유는 Fig. 6에서 보여 주듯이 불연속 시스템의 경우 연속시스템에 비해 오일공급이 약 50% 줄어들기 때문이다.

Fig. 8, 9는 메인 베어링과 커넥팅 로드 베어링을 통해 흐르는 오일의 유량 및 마찰력에 의한 온도상승 효과를 공급압력 및 엔진 회전수 변화에 따라 계산한 결과이다. 전체 결과로부터 공급압력이 증가함에 따라 유량이 증가하며, 이로 인해 마찰력에 의한 베어링 입출구사이의 오일 상승효과는 감소하는 현상을 관찰할 수 있다. 그리고 메인 베어링의 경우는

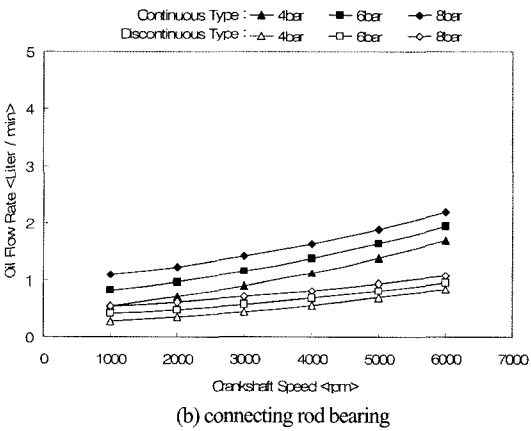
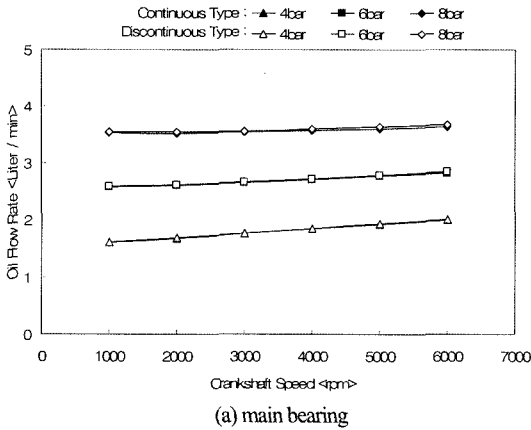


Fig. 8. Effects of supplied oil pressure and crankshaft speed on oil flow rate (Supply oil temperature = 120°C, Main bearing : d=65 mm, b/d=0.3, bn=3 mm, c=40 μm, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, b/d=0.3, z=5 mm, c=40 μm, W=4990).

연속 및 불연속 공급시스템간에 큰 차이를 보이지 않지만, 커넥팅 로드 베어링은 불연속 시스템을 채택한 경우가 연속 시스템을 채택한 경우에 비해 공급 오일의 감소에 의한 급격한 오일온도 상승현상이 있음을 알 수 있다.

Fig. 10, 11은 메인 베어링과 커넥팅 로드 베어링의 주요설계변수인  $b/d$ 를 변화시켰을 때 베어링으로 공급되는 오일의 유량 및 마찰력에 의한 온도상승 효과를 계산한 결과이다. 그림을 통해 베어링의 폭이 넓어지면 관로 저항에 의해 베어링으로 공급되는 유량이 감소한다는 결과를 알 수 있다. 또한 유량감소는 곧바로 마찰력에 의한 베어링 입출구사이의 오일온도 상승효과를 가져온다는 것을 Fig. 11을 통해 알 수 있다.

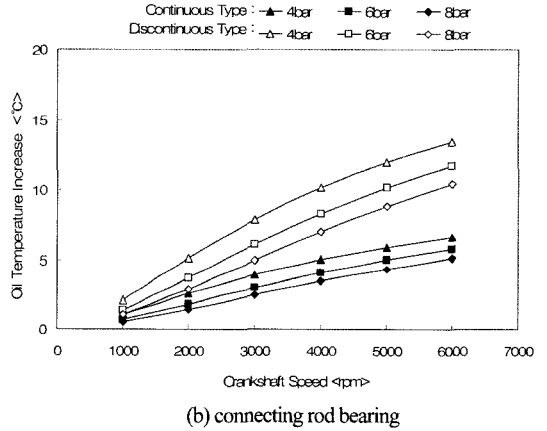
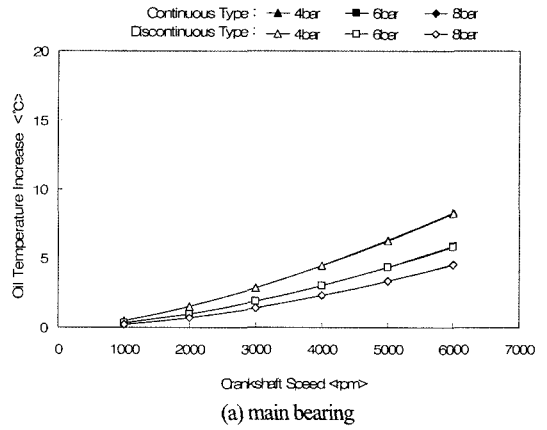


Fig. 9. Effects of supplied oil pressure and crankshaft speed on oil temperature increase in main and connecting rod bearing due to friction.

Fig. 12, 13은 또 다른 메인 베어링과 커넥팅 로드 베어링의 주요설계변수인 간극(clearance)을 변화시켰을 때 베어링으로 공급되는 오일의 유량 및 마찰력에 의한 온도상승 효과를 계산한 결과이다. 그림을 통해 베어링의 간극을 증대하게 되면 공급유량이 급격하게 증가하여 마찰력에 의한 베어링 입출구사이의 오일온도 차이는 급격하게 감소하는 효과를 가지게 됨을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구는 각각 연속오일공급시스템 및 불연속 오일 공급시스템을 채택한 크랭크샤프트 베어링의 윤활특성을 비교해보고자 수행되었다. 이상의 연구결과를 통하여 아래의 결론을 얻었다.

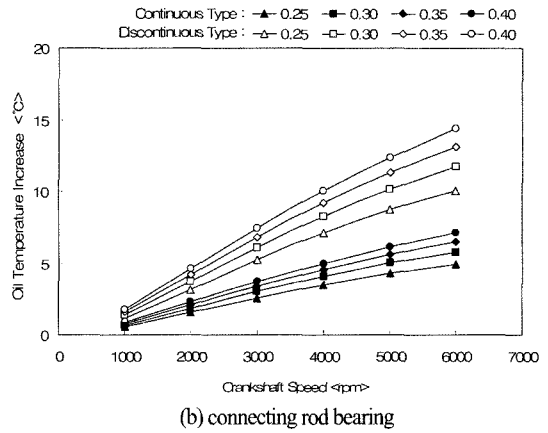
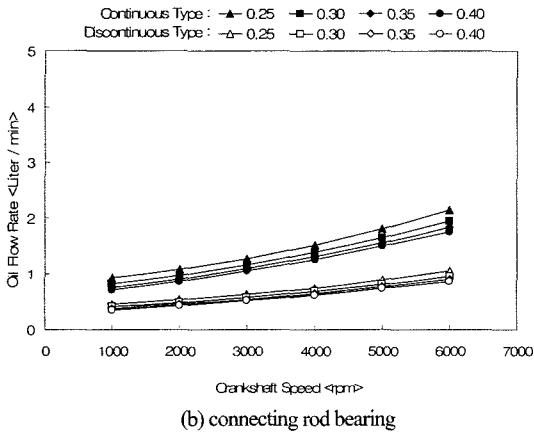
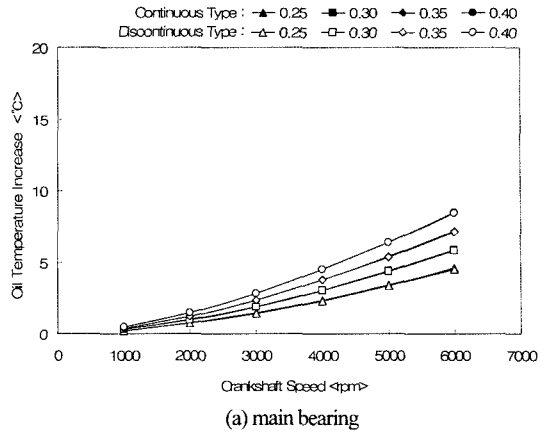
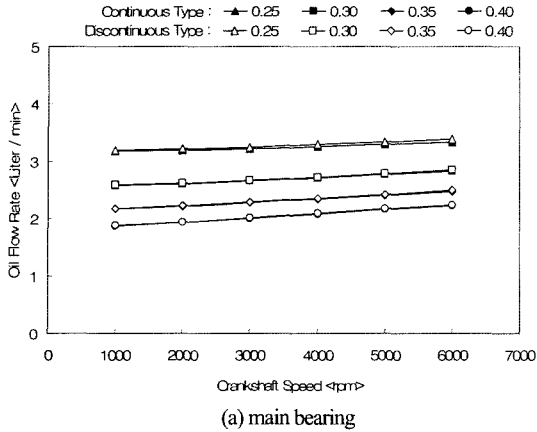


Fig. 10. Effects of b/d and crankshaft speed on oil flow rate (Supply oil temperature=120 $^{\circ}$ C, pressure=6 bar, Main bearing : d=65 mm, bn=3 mm, c=40  $\mu$ m, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, z=5 mm, c=40  $\mu$ m, W=4990).

Fig. 11. Effects of b/d and crankshaft speed on oil temperature increase in main and connecting rod bearing due to friction.

1) 불연속 오일공급시스템을 채택할 경우에는 마찰력에 의한 베어링 출구에서의 오일상승측면에서 커넥팅 로드 베어링 쪽으로 유량공급이 충분한가를 충분히 검토해야 한다.

2) 불연속 시스템의 경우 연속시스템에 비해 커넥팅 로드 베어링에서 온도 증가가 약 2배정도 되며, 특히 90 $^{\circ}$ C, 6000 rpm 조건에서는 약 37 $^{\circ}$ C까지 오일의 온도가 상승한다.

3) 공급압력이 증가함에 따라 유량이 증가하며, 이로 인해 마찰력에 의한 베어링 입출구사이의 오일 상승효과는 감소하는 현상을 관찰할 수 있다.

4) 베어링의 폭이 넓어지면 관로 저항에 의해 베어링으로 공급되는 유량이 감소하며, 이로 인해 마찰력

에 의한 베어링 입출구사이의 오일온도는 상승하게 된다.

5) 베어링의 간극을 증대하게 되면 공급유량이 급격하게 증가하여 마찰력에 의한 베어링 입출구사이의 오일온도 차이는 급격하게 감소하는 효과를 가지게 된다.

기호 설명

- $a_1, a_2$  : Geometrical parameter
- $b$  : Bearing width
- $b_n$  : Width of groove
- $C$  : Specific heater
- $c$  : Radial clearance
- $d$  : Journal diameter

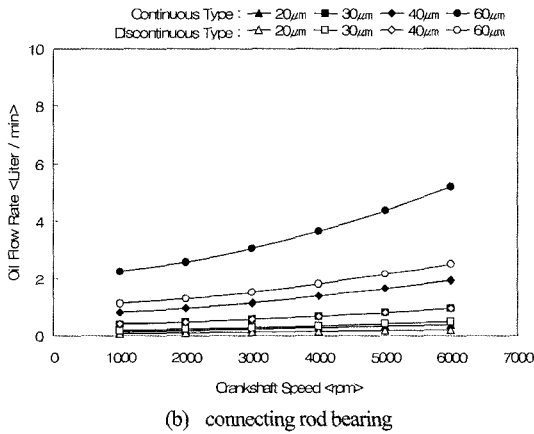
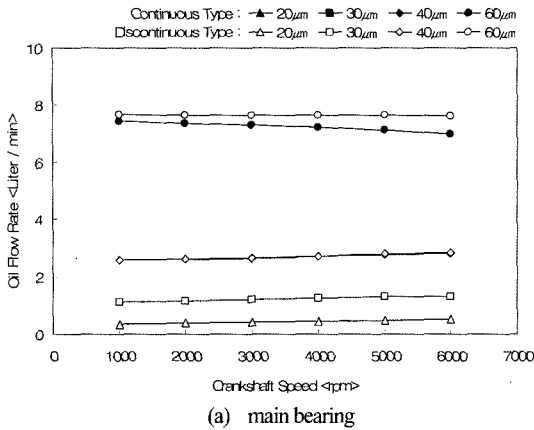


Fig. 12. Effects of radial clearance of bearings and crankshaft speed on oil flow rate (Supply oil temperature=120°C, pressure=6 bar, Main bearing : d=65 mm, b/d=0.3, bn=3 mm, W=3992 N, Con-rod bearing : d=54 mm, b/d=0.3, z=5 mm, W=4990).

- $F$  : Friction force
- $r$  : Journal radius
- $P_s$  : Supply oil pressure
- $P$  : Mean surface pressure
- $q_b$  : Geometrical parameter
- $S_o$  : Sommerfeld number
- $\Delta T$  : Temperature increase of oil
- $V$  : Total oil volume
- $\dot{V}$  : Volumetric flow rate
- $W$  : Load
- $z$  : Oil feed diameter
- $\varepsilon$  : Eccentricity ratio
- $\omega$  : Angular velocity

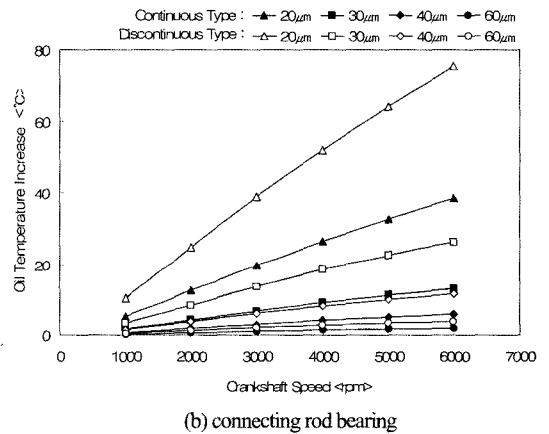
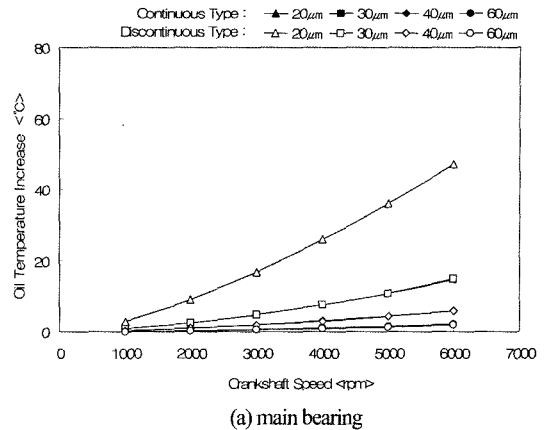


Fig. 13. Effects of radial clearance of bearings and crankshaft speed on oil temperature increase in main and connecting rod bearing due to friction.

- $\Psi$  : Radial clearance ratio (=c/r)
- $\psi$  : Attitude angle

감사의 글

“이 논문은 삼척대학교 2004학년도 자체학술연구비에 의해 연구되었음”.

참고 문헌

1. Steve Zoz, Steve Strepek, marc Wiseman and Cheng Qian, “Engine Lubrication System Model for Sump Oil Temperature Prediction,” SAE2001-01-1073.
2. Jagadish Sorab and Stefan Korcek, “Surface and Engine Oil Effects on Journal Bearing Lubrication,” SAE981408.

3. Paul R. Meernik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE860229.
4. 윤정의, "불연속 오일공급 랭크샤프트 시스템을 채택한 엔진 윤활시스템의 해석," 한국윤활학회지, 제 20권 제1호, 2004.
5. 윤정의, "연속오일공급 형태의 크랭크샤프트 베어링 설계," 한국윤활학회지, 제20권 제2호, 2004.
6. Affenzeller Glaser, "Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren," Chap.5, Springer-Verlag, Germany, 1996.
7. Cameron, "The Principles of Lubrication," Chap.12, William Clowes and Sons, 1967.