

# Aeration이 엔진 크랭크샤프트 베어링 오일공급 시스템에 미치는 영향

윤 정 의\*

삼척대학교 메카트로닉스공학부

## Aeration Effects on the Oil Supply System of Engine Crankshaft Bearing

Jeong-Eui Yun\*

Division of Mechatronics, Samcheok National University

**Abstract** – Engine bearing system is generally affected by aeration. In this paper, the aeration effects on the engine crankshaft bearing system were studied. To do this, unsteady oil flow analysis on the engine crankshaft oil circuit system was carried out. And aeration effects on the bearing system were simulated to figure out lubrication characteristics of the each bearing such as oil flow rate, minimum oil film thickness, friction loss and increase of oil temperature.

**Key words** – engine lubrication system, main bearing, connecting rod bearing, aeration, water hammer effects.

### 1. 서 론

엔진이 고속, 고출력화 됨에 따라 이에 상응하는 엔진의 윤활 특성 확보는 엔진개발자에게 있어서 큰 과제이다. 엔진 윤활시스템의 설계과정에 있어서 여러 어려움중의 하나는 윤활유 특성 변화가 윤활시스템에 미치는 효과를 사전에 정확히 알고 있지 않다는 점이다. 또한 모든 해석 과정에 있어 윤활유 특성의 변화를 완전히 반영하기 어렵다는 현실적 문제도 있다.

Aeration은 오일에 녹아 있거나 기포상태로서 존재하는 공기를 의미하며, 오일 속에 존재하는 이러한 공기는 윤활유의 점도 및 압축성을 변화 시켜 오일펌프의 효율 및 각종 베어링의 성능을 저하 시키게 된다.

본 연구에서는 오일의 aeration효과에 의해 직접적으로 영향을 받게 되는 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링에 대하여 aeration이 베어링의 윤활 특성에 미치는 영향을 살펴보고자 한다. 그리고 특히 aeration이 크랭크샤프트 베어링의 오일공급 유로의 수격현상

(water hammer effect) 및 cavitation에 미치는 효과를 살펴보고자 유로해석용 상용 프로그램인 Flowmaster II를 사용하여 비정상 유동해석을 수행하였다. 이러한 연구를 통해 최종적으로 aeration이 베어링의 윤활특성에 미치는 효과를 규명하였다.

### 2. 해석 모델

Fig. 1은 본 연구에서 채택한 크랭크샤프트 오일공급시스템을 보여주고 있는 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 오일펌프에서 메인 갤러리로 공급된 오일은 먼저 엔진블록에 위치한 공급 통로를 통해 메인 베어링에 위치한 오일 그루브에 공급되어진다. 이어서 오일 그루브에 저장된 오일 중 일부는 메인 베어링으로 공급되며, 나머지는 크랭크샤프트에 위치한 오일공급 통로를 통해 커넥팅 로드 대단부 베어링으로 공급되어진다. 특히 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링으로 공급되는 오일은 Fig. 1(A), (B)에서처럼 두가지 경로를 통해 360도 전 운전 영역동안 오일을 공급 받게 된다.

\*주저자 · 책임저자 : Jeyun@samcheok.ac.kr

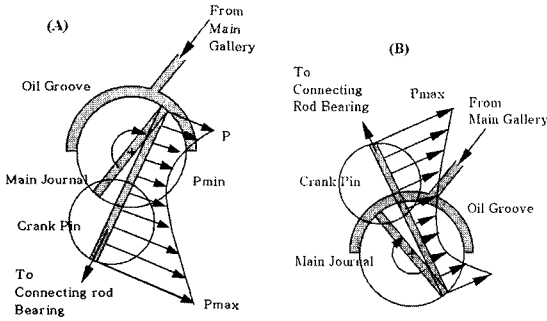


Fig. 1. Schematic diagram of crankshaft oil supply system.

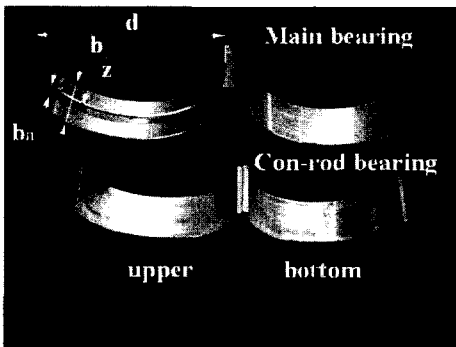


Fig. 2. Main bearing and connecting rod big end bearing.

유로 해석은 상용 유로 해석 프로그램인 Flowmaster 2를 사용하였으며, 해석 시 오일 그루브에서 커넥팅 로드 대단부 베어링쪽으로 연결된 통로를 통해 흐르는 오일은 통로의 회전에 의한 원심력의 효과를 고려하여 해석하였다. 그리고 그루브 내의 정체된 오일이 빠른 원운동을 하는 오일통로 쪽으로 이동할 수 있도록 해주는 가속력, 그리고 각 통로 상에서 발생하는 마찰손실효과 또한 본 해석에서 고려하였다[1-3].

Fig. 2는 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. 그리고 베어링을 통해

흐르는 공급오일의 온도 상승효과는 회전운동에 의한 마찰력으로부터 발생하는 열은 전부 공급되는 오일에 의해 배출된다는 가정 하에서 아래의 (8), (10) 식으로부터 계산하였다. 또한 (8)식 계산에서 계산의 단순화를 위해 자세각(attitude angle)은 좁은 폭 베어링에 관한 해석식 (9)을 사용하였으며, 극한 조건에 대한 경우를 얻고자 캐비테이션이 발생하지 않는다는 가정 하에서  $I = 1$ 의 값을 사용하였다[4-6].

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

where,

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

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

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

for main bearing,

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

for connecting rod big end bearing,

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

where,

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

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

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

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

해석에 있어서 식(11)과 같이 정의되는 aeration에 의한 효과는 아래의 (13), (14), (15)식과 같이 세가지 측

면에서 고려하였다. 일반적으로 오일에 공기가 흡입되면 오일의 점도는 상승하지만 밀도는 감소하게 된다. 이러한 효과로 인해 오일의 압축성이 감소하여 비정상 유동해석 시 중요한 인자인 오일 내 음속(wave speed) 또한 감소하는 결과를 초래하게 된다[7].

$$A_{oil} = \frac{V_{air}}{V} \tag{11}$$

$$a = \sqrt{K/\rho} \tag{12}$$

$$\rho = \rho_{air}A_{oil} + \rho_{oil}(1-A_{oil}) \tag{13}$$

$$K = \frac{K_{oil}}{1+A_{oil}\left(\frac{K_{oil}}{K_{air}}-1\right)} \tag{14}$$

$$\eta = \eta_{oil}(1+1.5A_{oil}) \tag{15}$$

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 3, 4는 메인 베어링 및 커넥팅 로드 베어링으로 공급되는 오일의 aeration 변화에 따른 공급오일량 및 압력의 3사이클동안 변동을 그려 놓은 그림이다.

Fig. 3, 4에서 알 수 있듯이 오일에 약간의 공기만 흡입이 되어도 실제로 공급되는 오일의 공급압력 형태 및 이에 따른 공급 오일량이 달라짐을 알 수 있다. 그리고 그림에서 갑작스럽게 압력이 변동하는 것은 Fig.1에서 보여주듯이 각 베어링으로 공급되는 오일의 공급통로가 갑작스럽게 바뀌기 때문에 나타나는 과도 응답 특성 때문이다. 이러한 과도응답 특성 때문에 나타나는 수격현상 및 이에 기인한 캐비테이션이 종종 베어링을 파손 시키기도 하므로 설계 시 이러한 현상의 제어도 필요하므로 해석 시 이러한 압력의 변동현상을 고찰하였다.

Fig. 5는 오일의 aeration량의 변동에 따른 메인 베어링 공급압력의 변동 특성을 해석한 결과이다. 그림을 살펴보면 엔진의 회전수가 증가함에 따라 오일압력의 변동폭이 급격하게 증가함을 알 수 있다. 그러나 이러한 현상은 aeration이 증가함에 따라 급격히 해소된다는 것을 보여준다. 공기혼입량이 전혀 없을 경우 (0% aeration) 6000 rpm조건에서 오일그루브의 공급오일 최소값은 순간적으로 크랭크샤프트의 관성력 값을 이기지 못하는 현상을 보여주고 있다. 이러한 현상이

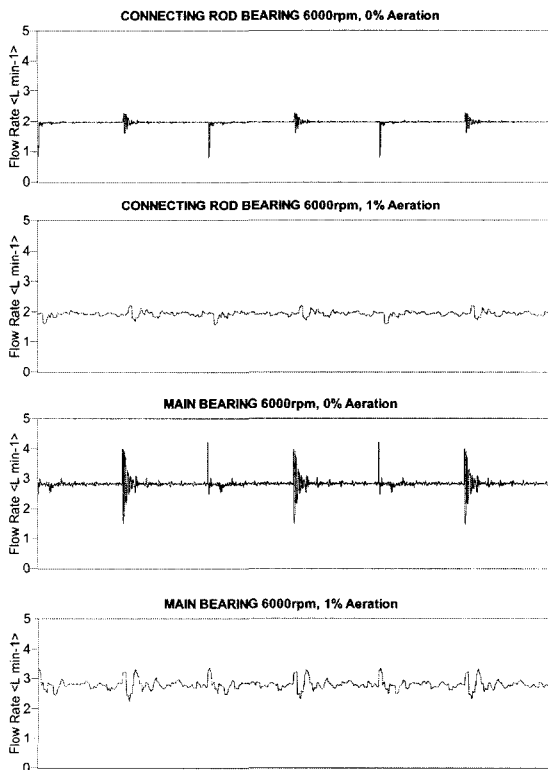


Fig. 3. Variation of supplied oil flow rate to each bearing.

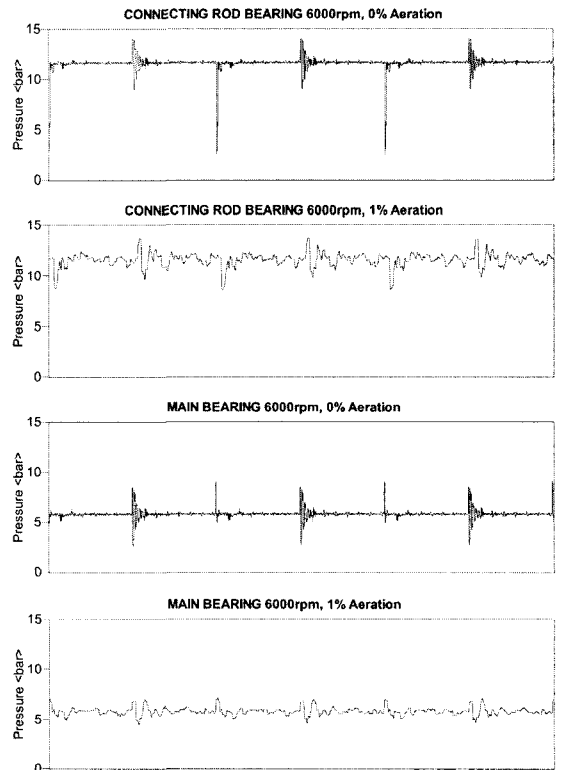
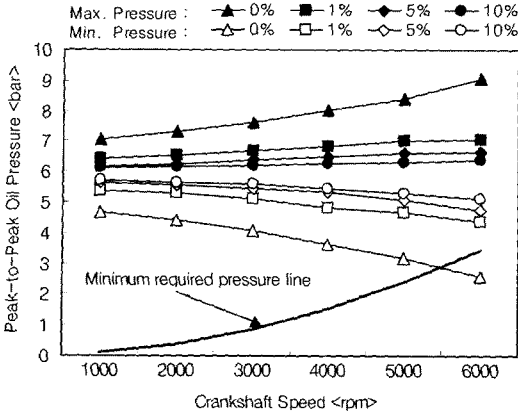
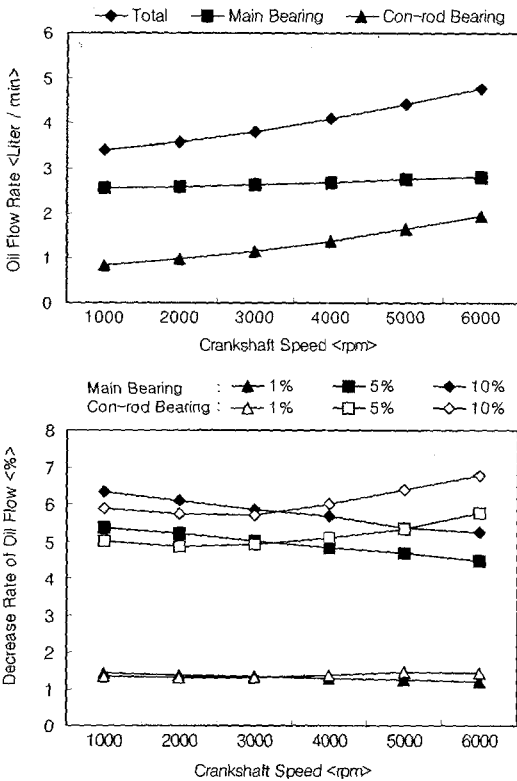


Fig. 4. Variation of supplied oil pressure to each bearing.



**Fig. 5.** Aeration effects on pressure fluctuation in oil groove of main bearing (Supply oil pressure=6 bar, oil temp=120°C, Main bearing :  $d=65$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $bn=3$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=3992$  N Con-rod bearing :  $d=54$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $z=5$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=4990$  N).

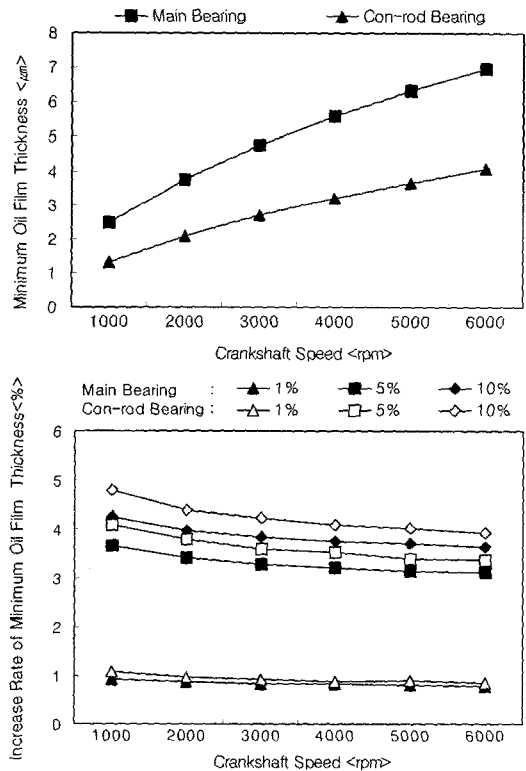


**Fig. 6.** Aeration effects on oil flow rate (Supply oil pressure=6 bar, oil temp=120°C, Main bearing :  $d=65$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $bn=3$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=3992$  N Con-rod bearing :  $d=54$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $z=5$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=4990$  N).

실제로 발생한다면 커넥팅로드 베어링으로 공급되는 오일에서 캐비테이션이 발생하는 조건이 되기 때문에 설계 시 절대적으로 피해야 한다.

Fig. 6에서 위의 그림은 공기혼입량이 전혀 없을 경우(0% aeration)에 대해 엔진 회전수 변화에 따른 각 베어링으로 공급되는 오일량 및 전체 공급 오일량을 계산한 결과이다. 그리고 아래의 그림은 공기혼입량이 전혀 없을 경우(0% aeration)에 대해 aeration량을 변화시켰을 때 상대적인 오일공급량의 변화를 계산한 결과이다.

먼저 공급 오일량을 살펴보면 엔진 회전수 증가에 따라 공급 오일량이 증가하는 경향을 보이며, 공급량의 절대값에서는 메인 베어링이, 그리고 증가율 측면에서는 커넥팅 로드 베어링이 큰 값을 보여주고 있다. 이러한 이유로는 메인 베어링이 커넥팅 로드 베어링에 비해 큰 직경을 가진다는 점과, 커넥팅 로드 베어링 경우는 Fig. 1에서 보여주듯이 크랭크샤프트의 원심력에



**Fig. 7.** Aeration effects on minimum oil film thickness (Supply oil pressure=6 bar, oil temp=120°C, Main bearing :  $d=65$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $bn=3$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=3992$  N Con-rod bearing :  $d=54$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $z=5$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=4990$  N).

의한 공급압력증대 효과가 있기 때문이다. Fig. 6 아래의 그림에서는 aeration이 증가하면 전체적으로 오일공급량이 감소한다는 것을 보여주고 있다. 약 10% 공기가 혼입될 경우 오일공급량은 6%정도 감소하는 경향을 가진다.

Fig. 7의 위의 그림은 공기혼입량이 전혀 없을 경우(0% aeration)에 대해 엔진 회전수 변화에 따른 각 베어링의 최소 유막 두께를 계산한 결과이다. 그리고 아래

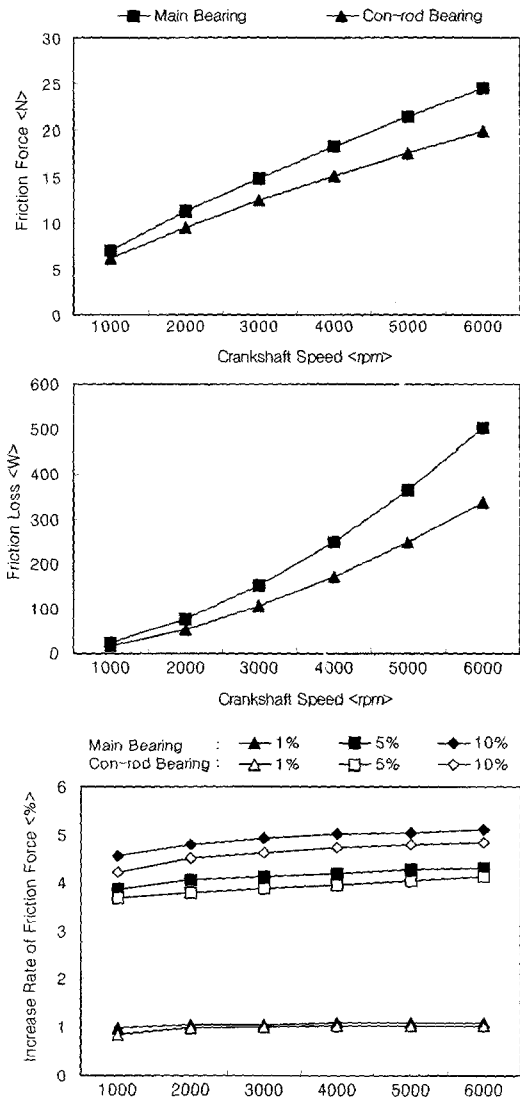


Fig. 8. Aeration effects on friction force (Supply oil pressure=6 bar, oil temp=120°C, Main bearing :  $d=65$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $bn=3$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=3992$  N Con-rod bearing :  $d=54$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $z=5$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=4990$  N).

의 그림은 공기혼입량이 전혀 없을 경우(0% aeration)에 대해 aeration량을 변화 시켰을 때 상대적인 최소유막 두께의 변화를 계산한 결과이다. 그림을 살펴보면 aeration량의 증가와 함께 최소유막 두께는 증가하는 경향을 가진다. 이러한 가장 큰 이유는 (15)식에서 알 수 있듯이 공기혼입량과 함께 오일의 점도가 증가하기 때문이다.

Fig. 8은 공기혼입량이 전혀 없을 경우에 대해 엔진 회전수 변화에 따른 각 베어링의 마찰력 및 마찰력에 의한 에너지 손실을 계산한 결과와 함께 공기혼입량이 전혀 없을 경우(0% aeration)에 대해 aeration량을 변화 시켰을 때 각 베어링의 상대적인 마찰력 변화를 계산한 결과이다.

그림을 살펴보면 마찰력 및 마찰력 손실은 엔진의 회전수에 따라 증가하는 경향을 가지며, 특히 공기혼입량이 증가함에 따라 마찰력 또한 증가하는 경향을

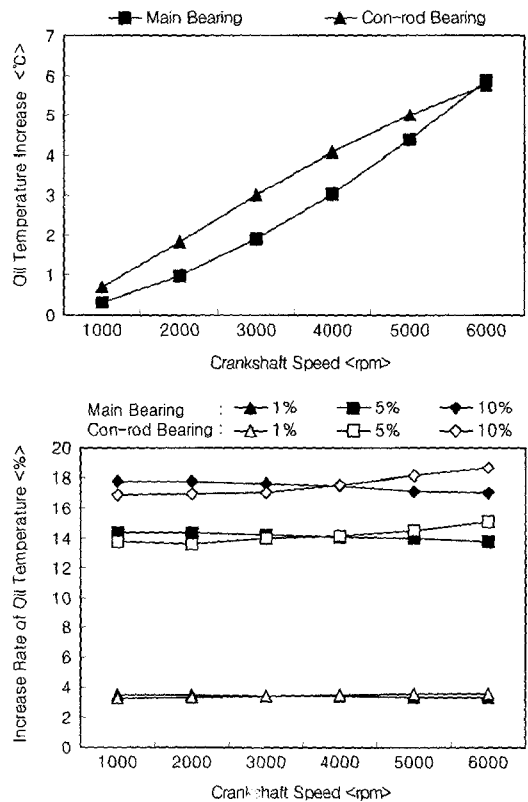


Fig. 9. Aeration effects on increase of oil temperature. (Supply oil pressure=6 bar, oil temp=120°C, Main bearing :  $d=65$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $bn=3$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=3992$  N Con-rod bearing :  $d=54$  mm,  $b/d=0.3$ ,  $z=5$  mm,  $c=40$   $\mu$ m,  $W=4990$  N).

가지게 된다. 이러한 이유는 앞에서 설명하였듯이 공기혼입량과 함께 오일의 점도가 증가하기 때문이다.

Fig. 9는 마찰력 에너지에 의해 베어링에서 빠져나가는 오일의 온도 증가를 계산한 그림이다. 그림을 살펴보면 엔진의 회전수에 따라 마찰력에 의해 베어링에서 빠져나가는 오일의 온도는 상승하며, 상승의 정도는 주어진 조건에서 커넥팅 로드베어링이 메인 베어링에 비해 다소 큰 값을 가지고 있다. 이는 커넥팅 로드 베어링으로 작용하는 부하가 메인 베어링에 작용하는 부하에 비해 상대적으로 큰 값을 가지고 있기 때문이다. 그리고 오일온도의 상승효과 또한 공기혼입률에 비례하여 증가하는 경향을 가지고 있음을 알 수 있다. 이러한 이유는 공기혼입률에 의한 마찰력 증가 때문이다.

#### 4. 결 론

본 연구는 aeration이 베어링의 윤활 특성에 미치는 영향을 살펴보고자 수행하였으며, 일련의 연구결과를 통하여 아래의 결론을 얻었다.

(1) Aeration의 증가는 메인 베어링 공급압력의 변동의 폭을 적극적으로 감소시키는 효과를 보여준다.

(2) Aeration이 증가하면 각 베어링으로 공급되는 오일량이 감소하는 결과를 주게 된다. 약 10% 공기가 혼입될 경우 오일공급량은 약 6%정도 감소하는 경향을 가진다.

(3) Aeration이 증가하면 최소유막 두께 및 마찰력 또한 증가하는 경향을 가진다. 이러한 이유는 공기혼입량과 함께 오일의 점도가 증가하기 때문이다.

(4) 마찰력 에너지에 의해 베어링을 통해 빠져나가는 오일의 온도상승효과는 aeration의 증가함에 따라 더욱 커지게 된다.

#### 기호 설명

$A_{oil}$	: Aertion
$a$	: Wave speed
$a_1, a_2$	: Geometrical parameter
$b$	: Bearing width
$b_n$	: Width of groove

$C$	: Specific heater
$c$	: Radial clearance
$d$	: Journal diameter
$K$	: Bulk modulus of elasticity of aerated oil
$K_{air}$	: Bulk modulus of elasticity of air
$K_{oil}$	: Bulk modulus of elasticity of oil
$r$	: Journal radius
$P_s$	: Supply oil pressure
$\bar{P}$	: Mean surface pressure
$q_b$	: Geometrical parameter
$S_o$	: Sommerfeld number
$\Delta T$	: Temperature increase of oil
$V$	: Total oil volume
$V_{air}$	: Air volume
$\dot{V}$	: Volumetric flow rate
$W$	: Load
$z$	: Oil feed diameter
$\varepsilon$	: Eccentricity ratio
$\eta$	: Dynamic viscosity
$\rho$	: Density
$\omega$	: Angular velocity
$\Psi$	: Radial clearance ratio ( $=c/r$ )
$\psi$	: Attitude angle

#### 참고문헌

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. Meermik, "Lubricant Flow to Connecting-Rod Bearings Through a Rotating Crankshaft," SAE860229.
4. 윤정의, "연속오일공급 형태의 크랭크샤프트 베어링 설계," 한국윤활학회지, Vol. 20, No. 2, 2004.
5. Affenzeller Glaser, "Lagerung und Schmierung von Verbrennungsmotoren," Chap. 5, Springer-Verlag, Germany, 1996.
6. Cameron, "The Principles of Lubrication," Chap.12, William Clowes and Sons, 1967.
7. E.C. Fitch and I.T. Hong, "Hydraulic System Design for Service Assurance," Chap.2, BarDyne, 1999.