

엔진 연결봉 베어링의 최소 유막 두께에 관한 연구

(A Study on the Minimum Oil Film Thickness of Connecting-rod Bearing in Engine)

최 재 권*, 허 곤*, 한 동 철**

현대자동차 마북리 연구소*, 서울대학교 기계설계학과**

ABSTRACT

The minimum oil film thickness(MOFT) in the connecting-rod bearing of a 1.5 liter, L-4, gasoline engine is measured up to 5500 rpm and calculated to study the dynamically loaded engine bearing.

Short bearing approximation and Mobility method are used for theoretical analysis of oil film characteristics. And cylinder pressure, crank-pin surface temperature and bearing temperature are measured as the input data of theoretical analysis.

The MOFT are measured by the total capacitance method(TCM). To improve the reliability of the test results, a reasonable determination method of bearing clearance is introduced and used, and the effects of cavitation and aeration on the test results are neglected. The crankshaft is grounded by means of a slip ring. A scissor type linkage system was developed to measure the MOFT and bearing temperature.

The effects of engine speed, load and oil viscosity on the measured and calculated minimum oil film thicknesses are investigated at 1500 to 5500 rpm. From the comparison between the measured and calculated MOFT, it is found that a qualitative similarity exists between them, but in all cases, the measured MOFT are smaller than those calculated.

1. 서론

에너지 절감에 대한 세계적인 추세에 따라 자동차 엔진은 더욱 고속, 고출력, 저연비, 경량화 방향으로 개발되어 가고 있으며, 이러한 엔진에 대한 요구는 결국 엔진 베어링에 있어 베어링의 크기를 감소시킬 뿐만 아니라 저점도 윤활유의 사용이 증가되고 있다. 이러한 경향은 베어링의 작동조건에 나쁜 영향을 미치기 때문에 베어링의 유막두께를 계산용 통해 예측하거나 직접 측정하여 그 특성을 파악하는 것은 중요 연구대상이 되어왔다. 특히 연결봉 베어링은 작동조건이 가장 가혹하고 또한 유막두께 측정이 매우 어렵기 때문에 이에 대한 연구가 더욱 요구된다.

그러나 현재까지 연결봉 베어링의 유막두께를 측정하여 계산결과와의 상관관계를 파악한 연구는 매우 드물었다. 왜냐하면 연결봉 베어링의 유막두께 변화를 측정하기 위해서는 고속 회전운동을 하는 연결봉 베어링으로 부터 신호 검출용 전선을 인출하여야 하는데, 이 작업이 매우 어렵기 때문이다. Furuhami[7]가 L-링크를 이용하여 베어링의 저어널 궤적을 인덕턴스형(Inductance type) 검출기로 측정 한 이래로 연결봉 베어링의 최소유막두께 측정은 주로 T.W. Bates[8,9,10]에 의해 전 정전용량법을 사용하여 이루어져 왔다. 그러나 5000 rpm 이상의 고속운전 조건에서 연결봉 베어링의 최소유막두께를 측정하고, 이 결과와 계산결과와의 상관관계를 파악한 연구는 없었다.

본 연구에서는 HMC에서 개발된 가위형 링크기구를 사용하여 연결봉 베어링의 최소유막두께를 측정하였다. 최소유막두께 측정법은 전 정전용량법을 사용하였고, 측정결과와 신뢰성 향상을 위해서 베어링 틈새 결정법을 도입하였고, 크랭크샤프트 접지선은 슬립링을 이용하여 인출하였다. 또한 캐비테이션 및 공기혼입율이 측정결과에 미치는 영향은 틈새결정에 비해서 그 영향이 작기때문에 본 연구에서는 이들의 영향을 무시하였다.

최소유막두께는 엔진의 최고 회전속도인 5500 rpm 까지 측정하였으며, 엔진부하 및 윤활유 온도 변화가 최소유막두께에 미치는 영향도 측정하였다.

이들 측정결과는 무한소폭 베어링에 대한 모빌리티 법을 적용한 해석결과와 상호 비교하였다. 해석 결과의 신뢰성 향상을 위해서 실린더 압력 및 연결봉 베어링과 크랭크-핀의 표면온도도 측정하여 해석의 입력자료로 사용하였다.

이들 해석결과와 측정결과와 비교 검토를 통해 엔진 연결봉 베어링의 윤활특성을 파악하고자 하였으며, 강제 베어링으로 가정된 이론 해석 방법의 타당성도 검토하였다.

2. 이론 해석

동하중을 받는 엔진베어링의 윤활해석은 다음과 같이 크게 두가지로 분류된다. 이들 중 하나는 무한소폭 베어링이나 무한장 베어링과 같이 단순화 작업을 거쳐 레이놀즈 방정식을 푸는 것이고, 나머지 하나는 편심율, 위상각 및 축-중심 속도에 대한 기본해를 컴퓨터에 저장해 두고, 인터럽트 작업으로 레이놀즈 방정식을 푸는 것이다[11]. 엔진베어링의 성능을 예측하는 과정에서 대부분 이들중 전자의 방법을 채택하고 있으며, 이러한 이유는 엔진베어링의 폭과 직경비가 0.4 이하이며, 전자가 후자에 비해서 계산시간이 적게 소요되고 또한 적용성이 간단하기 때문이다.

그러므로 본 연구의 이론해석은 무한소폭 베어링에 대한 모빌리티법(Mobility)을 적용하였고, 경계조건은 하프-쑤머펠트(Half-Sommerfeld) 조건을 사용하였다. 또한 베어링과 크랭크-핀은 완전 강제이며 진원이라 가정하였고, 윤활유는 비압축성 등점도라 가정하였다.

계산결과와 정도 향상을 위해서 베어링에 작용하는 하중계산은 실험엔진에서 실린더 압력을 측정하여 사용하였고, 또한 유막두께 계산에 필요한 베어링내 윤활유 점도는 각 운전조건에 따라 크랭크핀과 베어링 표면온도를 측정하여 해석의 입력 자료로 사용하였다.

Fig.1은 실험엔진에 대해서 5500 rpm, 전부하 조건에서 해석한 결과로, 이 결과에는 베어링의 하중선도(Polar Load Diagram), 틈새내의 압력선도(Pressure Map), 베어링 중심에 대한 저어널 중심의 궤적선도(Relative to Bearing) 및 저어널 중심에 대한 베어링 중심의 궤적선도(Relative to Shaft)가 종합적으로 나타나 있어 베어링에 대한 윤활특성을 일목요연하게 알 수 있다. 본 연구에서 크랭크 각의 기준은 1번 실린더가 폭발행정 상사점에 있을때를 크랭크 각 0° 로 정의하였으며, 하중선도 및 궤적선도는 엔진 전방에서 베어링 및 저어널을 본 상태이며, 베어링 각의 기준은 하부 베어링의 중심을 0° 로 선정하였고 시계방향을 양의 방향으로 하였다.

3. 실험 엔진

본 연구의 대상 엔진은 1.5리터, 직렬 4기통, 가솔린 엔진으로 흡기밸브 2개, 배기밸브 1개로 구성되어 있으며, 엔진과 연결봉 베어링에 대한 주요 제원은 Table 1에 보여 준다. 최소유막두께는 1번 연결봉 베어링에서 측정되어 졌으며, 1번 연결봉 베어링은 엔진 전면에서 첫번째 실린더에 위치하며, 또한 이 베어링은 그루브(groove) 및 피스톤과 실린더 보아 사이의 윤활을 위한 스퍼트-홀(spurt hole)이 없다.

Table 1. Specifications of engine

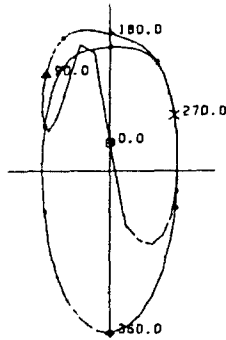
| | | |
|----------------------|-------------------------|----------------------------|
| Engine Type | In-line 4-cyl. gasoline | |
| Bore X Stroke (mm) | 75.5 X 83.5 | |
| Max. Power (ps/rpm) | 105/5500 | |
| Con-rod bearing | Material | A20/Al 79%, Tin 20%, Cu 1% |
| | Width(mm) | 17.5 |
| | Dia. (mm) | 45 |
| Crank-Shaft | Material | Nodular cast iron |
| | Roughness | 0.8s |
| Mass(piston+con-rod) | 814g | |
| Mass(linkage) | 82g | |

A-ENGINE 1.5L

BIG-END BRG.
NUMBER 1

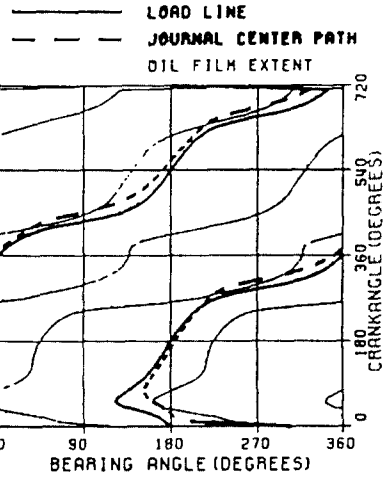
B = 17.50 MM
D = 45.00 MM
CR = 24.00 MICROM
T_{oil} = 90°C
N = 5500RPM

POLAR LOAD PLOT



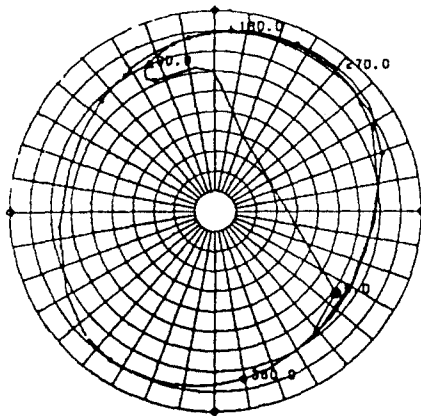
MAXIMUM LOAD: 13648 N
MAX. SP. LOAD: 17.33 MPA

PRESSURE MAP

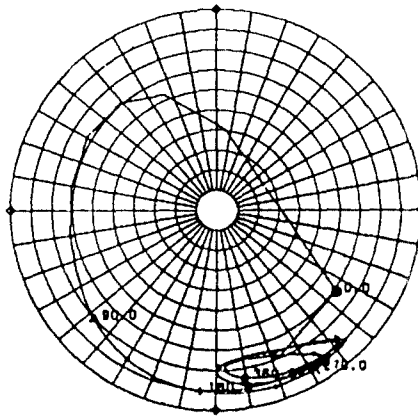


JOURNAL LOCUS PLOT

RELATIVE TO BEAR'G



RELATIVE TO SHAFT



MIN. FILM THICKNESS : 1.66 MICROM

Fig. 1. Calculated bearing oil film characteristics at 5500 rpm

4. 엔진 동특성 측정

측정장치는 크게 구분하면 실험용 엔진, 동력계, 실린더 압력 측정장치, 크랭크-핀 및 연결봉 베어링 표면온도 측정장치, 최소유막두께 측정회로, 자료 취득 시스템, 연결봉으로부터 전선 인출을 위한 링 크기구 등으로 구성되어 있다.

엔진 동력계는 와전류 계동형으로 최대흡수 마력이 140 마력이고, 엔진의 냉각수 및 윤활유 온도는 열교환기에 의해 $\pm 3^{\circ}\text{C}$ 이내로 제어되어 진다.

시험용 윤활유는 SG급의 API 10W-30을 사용하였다.

4.1 실린더 압력 측정

연결봉 베어링은 엔진 회전에도 따른 관성력과 실린더 압력에 의한 힘을 받으므로 베어링 해석의 정밀도 향상 및 유막두께 측정시 압력변화에 따른 영향을 피하기 위해선 실린더 압력을 측정하여야 한다. 본 연구에서는 AVL사 압전형 압력 변환기 (Piezo-Electric Pressure Transducer: Model 8QP 505ca)를 사용하여 실린더 압력을 측정하였고, 이 압력 변환기의 주요제원은 Table 2와 같다.

Table 2. Specification of pressure transducer

| | |
|--|--------------------------------------|
| Measuring Range | 0~180 (bar) |
| Sensitivity | 20 (pC/bar) |
| Linearity | $< \pm 0.4$ (% FSO) |
| Acceleration Sensitivity | 0.002 (bar/g) |
| Natural Frequency | 100 (kHz) |
| Insulation Resistance at 20 $^{\circ}\text{C}$ | $> 10^{13}$ |
| Temp. Coef. of Sensitivity | ± 0.015 (%/ $^{\circ}\text{C}$) |

4.2 크랭크-핀 및 베어링 온도 측정

운전중인 엔진에서 베어링 틈새내의 윤활유는 전단에 의한 마찰로 인해 윤활유 온도가 상승된다 [16]. 유막두께 계산시 최소유막두께는 윤활유 점도에 따라 가장 민감하게 변하므로 얼마만큼 베어링내 윤활유 온도 상승을 정확히 예측하느냐가 정확도에 간건이 된다. 그러나 베어링과 크랭크샤프트 및 연결봉 전체의 열흐름을 정확히 계산하는것은 매우 어려운 작업으로 알려져 있다.

이러한 이유로 실험 엔진의 크랭크-핀 및 연결봉

베어링의 온도를 엔진 회전속도, 부하 및 윤활유 온도 변화에 따라 측정하였다.

Fig.1의 해석결과에서 저어널 중심궤적을 보면 상부 베어링 60 $^{\circ}$ 부근에서 (MOFT)_{min}이 발생하고 저어널 중심도 장시간 머무르고 있음을 알 수 있으며, 베어링 중심궤적을 보면 크랭크-핀 안쪽에서 (MOFT)_{min}이 발생하며 베어링 중심도 장시간 머물고 있음을 알 수 있다.

베어링 및 크랭크-핀의 표면온도 측정위치는 이들 계산결과에 근거하여 각각 최소유막두께 발생지역과 그 반대편으로 결정하였다.

Fig.2는 베어링 및 크랭크-핀 온도측정 위치를 보여 주며, 이들 K-type 열전대는 각각 슬립링 및 링크 기구를 통하여 엔진외부의 데이터 취득 시스템으로 인출되어 진다.

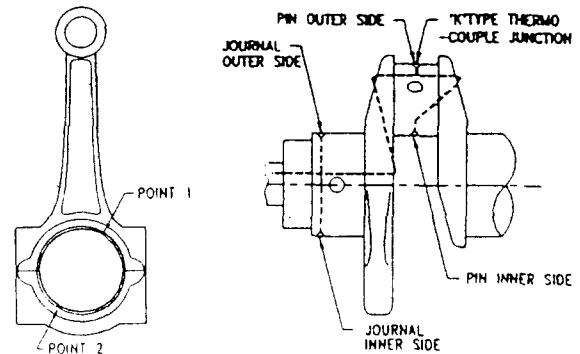


Fig. 2. Locations of thermocouples at crank-pin and con-rod bearing

4.3 최소유막두께 측정

베어링의 최소유막두께 측정 방법으로는 전 정전용량법을 사용하였다. 전 정전용량법은 Fig.3과 같이 베어링과 축을 단순 콘덴서로 간주하여 그 사이의 유막두께 변화에 대응하는 정전용량의 변화를 전압으로 측정하므로써 베어링의 최소유막두께를 알아내는 방법이다. 각각의 크랭크 각에서 측정된 유막의 전 정전용량은 아래의 식(2)를 사용하여 최소유막두께로 환산되어 진다.

$$h_m = C_R \cdot [1 - \{1 - (k \cdot A \cdot D / (C_R \cdot C))^2\}^{1/2}] \quad (2)$$

여기서 C_R 은 베어링의 반경방향 틈새
 D 는 오일의 유전상수
 A 는 베어링의 면적

k는 공기의 유전상수
C는 정전용량을 나타낸다.

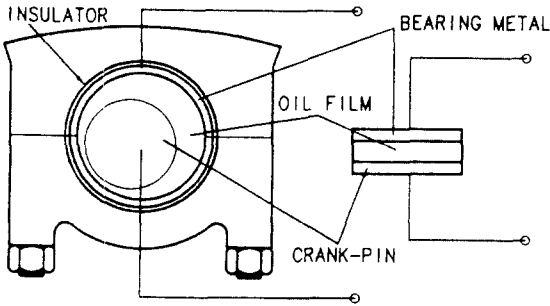


Fig. 3. Bearing system equivalent to simple capacitor

유막의 정전용량은 엔진 운전동안 정전용량 측정 회로에 의해 크랭크 각 1° 별로 직류전압으로 측정되며, 측정회로는 Transformer Ratio-arm 회로를 사용하였다.

베어링을 엔진 본체로부터 절연시키기 위하여 두께가 0.25mm인 화이버 글래스 플라스틱 라미네이터(Fiber-Glass Plastic Laminate)[4,5]를 베어링 백메탈과 베어링 캡 사이에 삽입하였다. 이때 절연재의 두께 만큼 연결봉 대단부의 내경을 라인 보어링(line boring) 하였다. 유막두께 측정을 위한 전선의 한쪽 끝은 하부베어링의 측면에 납땀을 하였으며, 이 전선은 링크 시스템을 이용하여 엔진외부로 인출되어 졌다. 또한 크랭크샤프트에 부착된 접지선은 실험의 재현성 개선을 위하여 슬립링을 이용하여 엔진외부로 인출되어 졌다.

본 연구에서는 10W-30, SG 등급 엔진오일을 사용하였으며, 이 시험오일의 유전상수는 0.28이었다. 오일 온도 및 압력 변화에 따른 유전상수의 변화는 3% 이내이기 때문에 무시하였다. 베어링 틈새를 결정하기 위하여 엔진 조립전 베어링이 장착된 연결봉 대단부를 지정된 토모크로 조립한 뒤, 진원도 측정기(KOSAKA lab. model EC-4D)를 사용하여 베어링의 프로파일(Profile)을 측정하였다.

4.4 링크기구

고속 왕복, 회전 운동을 하는 연결봉 베어링의 표면온도와 최소유막두께 신호를 엔진 밖으로 안전

하게 인출하는대는 링크기구가 필수불가결하다. 이 링크기구를 엔진 최고 회전속도인 5500 rpm 이상에서도 충분한 내구성을 갖도록 개발하는대는 다음과 같은 관점에서 세심한 주의가 요구된다. 첫째, 링크기구는 고속 및 큰 진동하에서도 충분한 내구성이 요구되며, 각 연결부위는 원활한 윤활이 되어야 한다. 둘째, 링크기구의 한쪽은 연결봉 대단부에 장착되므로 베어링의 유막두께에 미치는 영향을 최소화하여야 한다. 셋째, 엔진내 고온의 분위기 조건에서 전선이 끊어지지 않도록 하며, 또한 링크부에서 단순히 비틀림만 받도록 설계되어야 한다.

이러한 문제점을 해결하고 개발된 가위형 링크기구가 Fig.4에 보여 준다. 이 링크기구는 엔진의 오일팬 내에 장착되므로 L-링크와 같이 실린더블록을 변형할 필요가 없고, 연결봉 베어링에 링크기구를 부착함에 따른 베어링 꺾임에 미치는 영향도 최소화 할 수 있다. 링크기구의 한쪽 끝은 1번 연결봉 베어링의 캡부에 장착되며, 나머지 끝단은 2번 메인 베어링의 캡부에 장착되어 졌다.

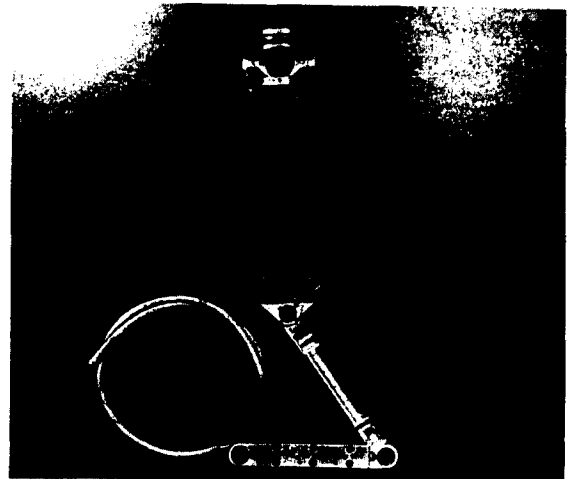


Fig. 4. View of developed linkage system

5. 결과 및 검토

5.1 실린더 압력

본 연구에 사용된 실험엔진은 실린더 압력변화에 영향을 크게 주는 점화시기, 공기연료비등이 전자제

어 장치에 의해 일정하게 유지되므로 각 실린더별 압력변화에 따른 연결봉 베어링의 유막두께 변화는 작을 것이라 판단된다. Table 3은 전부하 조건에서 800 사이클 동안 엔진 회전속도에 따른 실린더별 최대압력의 평균값 변화를 보여 주는 것으로, 1번 실린더의 최대압력의 평균값 변동폭은 전 실린더의 평균값에서 5.9% 이하임을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 연결봉 베어링 유막두께 측정시 1번 연결봉 베어링만 측정하여도 모든 연결봉 베어링의 대표치가 될 수 있음을 알 수 있다.

Table 3. Comparison the average value of the maximum cylinder pressure

| | ① 1번 실린더 (bar) | ② 전 실린더 (bar) | ① / ② (%) |
|----------|-------------------|------------------|--------------|
| 1500 rpm | 36.39 | 37.66 | 3.4 |
| 2500 rpm | 39.94 | 39.19 | 1.9 |
| 3500 rpm | 49.64 | 50.57 | 2.0 |
| 4500 rpm | 57.93 | 57.28 | 1.1 |
| 5500 rpm | 59.44 | 56.14 | 5.9 |

5.2 크랭크-핀 및 베어링 표면온도

실제 운전되는 엔진에서 윤활유 온도는 윤활유의 전단에 의한 마찰열로 인해서 상승하며, 엔진속도 및 윤활유 점도가 증가할수록, 유막두께가 감소할수록 거의 비례적으로 증가한다고 알려져 있다.

엔진 회전속도의 영향 - Fig.5는 전부하에서 엔진 회전속도 변화에 따른 크랭크-핀 안쪽 및 바깥쪽의 표면온도 변화를 보여 준다. 엔진 회전속도가 증가할수록 크랭크-핀 양 측면의 온도는 증가하며, 또한 안쪽 면의 온도가 바깥쪽 면의 온도보다 항상 높으며 이들의 차이는 회전속도가 증가할수록 급격히 증가됨을 알 수 있다. 이와같은 이유는 엔진 회전속도가 증가할수록 열전대가 장착된 이들 두점에서 유막두께의 차이가 증가되며, 또한 베어링 중심이 머무르는 시간도 크랭크-핀 안쪽면으로 집중되기 때문이다.

Fig.6은 전부하에서 엔진 회전속도 변화에 따른 연결봉 베어링의 표면온도 변화를 보여 주는 것으로, 연결봉 베어링에서 상부베어링과 하부베어링의 온도차는 크지 않음을 알 수 있다. 이와같은 이유는 Fig.1에서 보는 바와같이 이들 두곳의 유막두께는 별 차이가 없기 때문이다. 또한 크랭크-핀 안쪽 면

과 상부베어링의 온도는 거의 유사함을 알 수 있다. 그러므로 크랭크-핀 안쪽 면의 온도를 이론해석에서 베어링 틈새내의 윤활유 온도로 사용하였다.

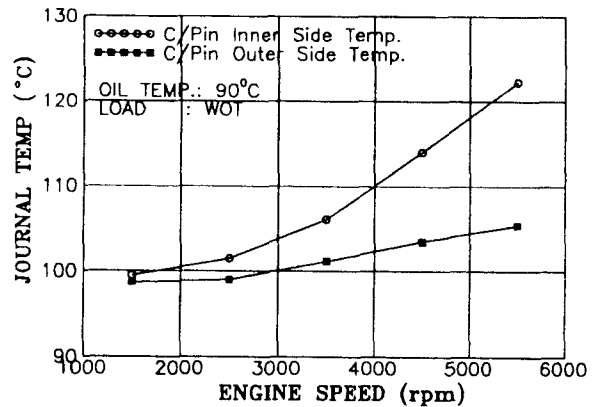


Fig. 5. Measured crank-pin surface temperatures by the change of engine speed

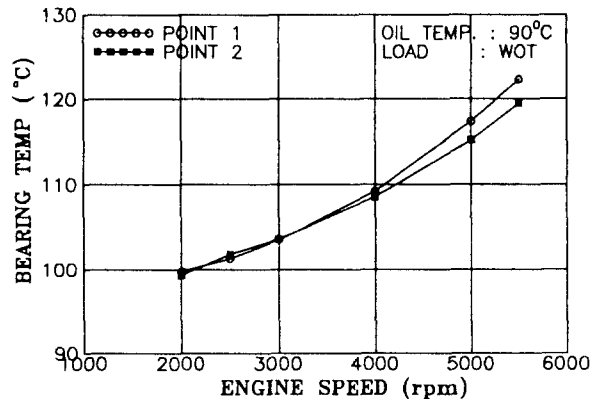


Fig. 6. Measured con-rod bearing surface temperatures by the change of engine speed

엔진 부하의 영향 - 엔진 회전속도 및 윤활유 온도를 일정하게 유지한 상태에서 부하 조건만의 변화가 크랭크-핀 표면온도 변화에 미치는 영향이 Fig.7에 나타나 있다. 이때 엔진 회전속도는 3500 rpm 이었으며, 전부하(WOT) 조건을 100%로 표시하였다. 엔진 부하가 전부하에서 무부하까지 변화할때 크랭크-핀 표면온도는 크게 변화하지 않지만, 부하

가 증가할수록 핀 바깥쪽은 증가하고 핀 안쪽은 감소하는 경향을 보여 준다. 이러한 이유는 폭발행정에서 폭발력이 증가할수록 핀의 바깥쪽 유막두께는 감소하는 반면 안쪽은 오히려 증가되기 때문이다.

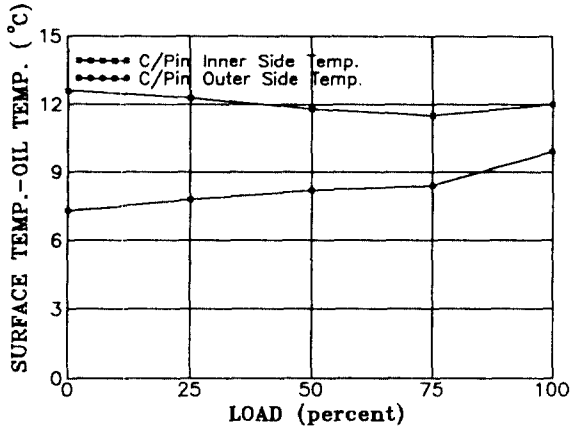


Fig. 7. Measured crank-pin surface temperature by the change of engine load

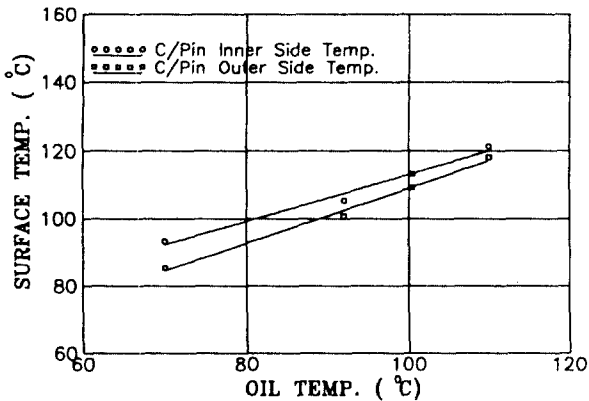


Fig. 8. Measured crank-pin surface temperature by the change of oil temperature

윤활유 온도의 영향 - Fig. 8은 엔진 회전속도 3500 rpm, 전부하 조건에서 윤활유 온도 변화에 따른 크랭크-핀 표면온도 변화를 보여 준다. 크랭크-핀 안쪽 및 바깥쪽의 기울기는 각각 0.69, 0.82로 크랭크-핀 안쪽의 기울기가 오히려 바깥쪽 보다 작음을 알 수 있다. 이는 윤활유 온도가 증가하면 점

도가 감소하므로써 윤활유의 전단에 의한 마찰력 저하로 발열량이 줄어들기 때문이라 판단된다.

5.3 최소유막두께

측정 사이클 수의 영향 - 최소유막두께 곡선과 $(MOFT)_{min}$ 은 평균 사이클 수에 따라 변한다. 이러한 변화는 각 사이클마다 연소실 압력 및 마찰력등이 변화되기 때문이다. 그러므로 실험의 신뢰성 및 반복성을 확립하기 위해서는 평균 사이클 수를 반드시 결정하여야 한다. 필요 최소 사이클 수를 정량적으로 구하기 위해서, Table 4에서 보는 바와같이 표본 사이클 수에 따른 $(MOFT)_{min}$ 의 평균값, 표준편차 및 변화계수(COV; Coefficient of Variation)의 변화를 계산하였다. 이때 변화계수(COV; Coefficient of Variation)는 $(MOFT)_{min}$ 의 산술평균에 대한 표준편차의 백분율로 정의되어 진다. 10 사이클 및 100 사이클의 변화계수는 각각 3.2%, 2.5% 이고, $(MOFT)_{min}$ 의 평균값이 5 사이클 이후 1.71 μ m로 100 사이클 평균값과 같다. 그러므로 표본 사이클 수가 10 사이클이

Table 4. Mean value and COV of $(MOFT)_{min}$ (con-rod bearing, 1500rpm, WOT)

| Averaged Cycle Number | Mean of $(MOFT)_{min}$ | σ_n | COV (%) |
|-----------------------|------------------------|------------|---------|
| 5 | 1.71 | 0.0551 | 3.2 |
| 10 | 1.71 | 0.0538 | 3.2 |
| 50 | 1.71 | 0.0434 | 2.5 |
| 100 | 1.71 | 0.0439 | 2.6 |

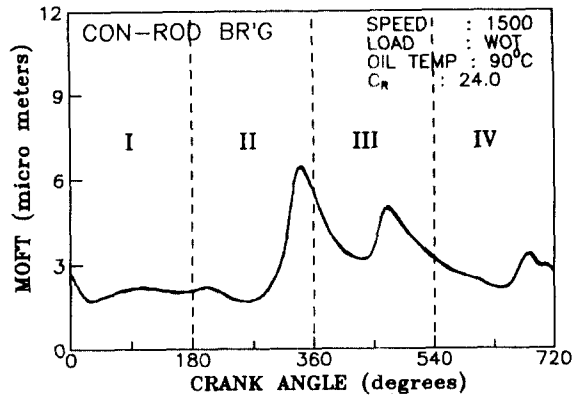


Fig. 9. Repeatability of twelve averaged MOFT curve

면, 실험의 신뢰성을 충분히 보장한다고 판단되어진다.

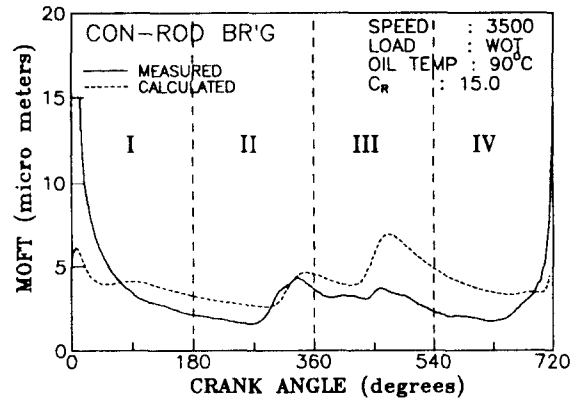
Fig. 9는 10 사이클을 평균한 각기 다른 유막두께 곡선 12개를 중첩한 것으로, 연결봉 베어링의 반복성이 메인베어링[15] 보다 우수함을 알 수 있다. 이러한 이유는 실린더블록을 포함한 엔진 진동의 영향이 메인 베어링 보다 연결봉 베어링에서 적기 때문이다.

베어링 틈새 결정법 - 전 정전용량법을 이용한 엔진베어링의 최소유막두께 측정에서 실험의 신뢰도에 가장 많은 영향을 미치는 인자는 베어링 틈새로 알려져 있다. 즉 베어링의 틈새를 어떻게 설정하느냐 하는 방법이 이 실험이 얼마나 정확하느냐의 관건이 된다. 예를들어, 베어링 틈새가 실제로 35 μ m인데 15 μ m로 잘못 설정되었다면, 측정된 (MOFT)_{min}은 약 250% 과대 평가되어진다.

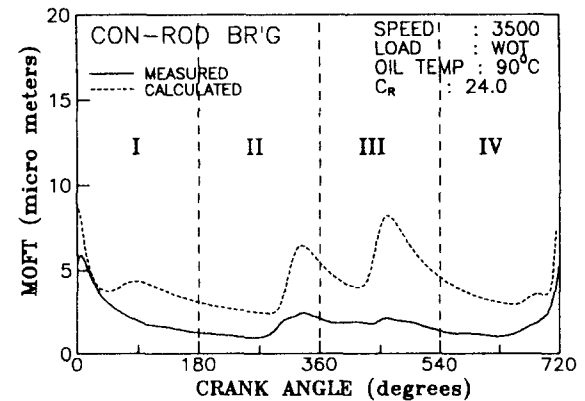
베어링 및 크랭크-핀 형상 측정결과와 이전의 연구결과[15]에서 자세히 설명되어진 베어링 틈새 결정법을 토대로, 본 연구의 연결봉 베어링 틈새는 24 μ m로 결정하였다.

이 방법에 의해 결정된 틈새를 기준으로 계산치와 측정치의 관계를 확인하기 위해 비교한 최소유막두께 곡선이 Fig. 10(a), (b), (c)에 나타나 있다. Fig. 10(a), (b), (c)는 3개의 가정된 베어링 틈새에 대하여, 3500 rpm에서 측정된 결과와 해석결과의 비교를 보여 주는 것으로, 이 결과를 보면 베어링 틈새가 15 μ m인 경우에 해석결과와 측정결과가 가장 근접되어 있음을 알 수 있다. 또한 설정된 틈새에 따라 최소유막두께 곡선의 형상이 해석결과와 측정결과가 반대의 경향을 보여 주고 있음을 알 수 있다. 즉 해석결과에서는 설정된 틈새가 감소할수록 최소유막두께 곡선이 편평해지는 경향을 나타내지만, 측정결과는 반대의 경향을 보여 준다. 이러한 결과는 전 정전용량법으로 베어링의 최소유막두께 측정에서는 베어링 틈새 결정이 측정결과의 왜곡뿐만 아니라 해석결과의 왜곡도 함께 초래함을 알 수 있다.

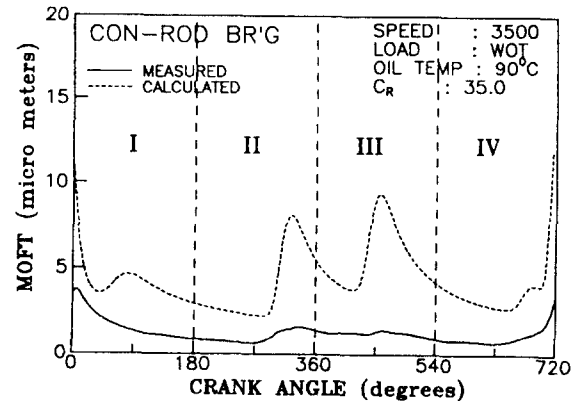
그러나 전 정전용량법을 이용한 베어링 유막두께 측정에서 결정된 베어링 틈새는 엔진 아이들(idle)과 같은 저속, 저부하에서 베어링 틈새의 타당성 여부를 평가하는 것이 중요하다. Fig. 11은 베어링 틈새가 15 μ m인 경우에 900 rpm, idle 상태에서 측정된 최소유막두께 곡선을 보여 준다. 이 그림을 보면,



(a) 15 μ m



(b) 24 μ m



(c) 35 μ m

Fig. 10. Difference between the measured and calculated MOFT curve with respect to bearing clearance

"A"로 표시되어진 크랭크 각도 360° 부근과 "B"로 표시되어진 크랭크 각도 540° ~ 720° 범위에서 측정된 최소유막두께가 설정된 틈새보다 오히려 크므로 베어링 틈새 15 μ m는 부적절함을 암시한다.

결론적으로 측정된 최소유막두께와 계산된 결과는 틈새가 15 μ m일때 가장 잘 일치함에도 불구하고 아이들에서 확인한 결과 본 연구에서 사용된 연결봉 베어링의 반경방향 틈새 24 μ m가 잘 설정된 것임을 말해 준다.

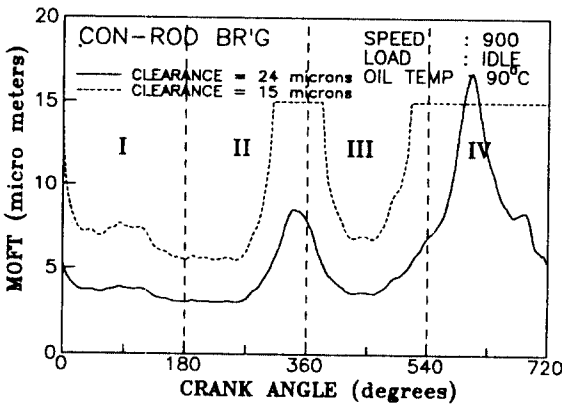


Fig. 11. Effects of the value of assumed for clearance on MOFT curves at idle condition

캐비테이션 및 공기혼입량의 영향 - 전 정전용량법을 이용한 유막두께 측정에서 캐비테이션(Cavitation) 및 공기혼입(Aeration)이 발생하면 오일의 유전상수를 변화시키므로 실험결과의 정도에 영향을 미친다.

일반적으로 캐비테이션은 가솔린 엔진에서 최소유막두께가 작은 고속에서 발생되며, 또한 캐비테이션이 발생하더라도 저어널 중심이 이동되는 반대편 영역, 즉 틈새가 큰 영역에서 발생하기 때문에 그 측정결과에 영향을 미치는 정도는 생각보다 적다. 계산결과에 의하면, 틈새가 20 μ m이고 편심율이 0.9인 경우에 베어링 각도 0°에서 90° 사이에 캐비테이션이 발생하였다면, 시험결과의 오차는 단지 8%이하임을 알 수 있었다[15].

본 연구의 실험결과에 따르면, 3500 rpm 이상에서 평균 편심율은 0.9 이상이며 또한 캐비테이션이 발생한 영역에서는 오일과 공기가 혼합된 상태로 존

재하므로, 캐비테이션에 의한 오차율은 10% 이하가 될것이라 판단되므로, 본 연구에서는 캐비테이션의 영향을 무시하였다.

엔진에서 윤활유 공기혼입량은 윤활유 공급회로의 설계 및 엔진의 운전특성에 따라 달라지지만, 본 실험엔진의 윤활유내 공기혼입을 측정결과는 최대 3% 이하임을 알 수 있었다. 이미 보고된 자료[15]에 의하면 편심율이 0.9이고 공기혼입율이 3%이면, 공기혼입량에 의한 측정결과의 왜곡률은 4% 이하이므로 본 연구의 측정결과에서는 공기혼입량의 영향을 무시하였다.

엔진 회전속도의 영향 - Fig. 12(a), (b)는 측정결과로 전부하, 윤활유 및 냉각수 온도 90°C에서 엔진 회전속도에 따른 최소유막두께의 변화를 보여주는 것으로, 이후의 모든 최소유막두께 곡선에서 로마숫자(I, II, III, IV)는 각각 폭발, 배기, 흡입, 압축행정을 나타낸다. 이들 측정결과에 의하면 (MOFT)_{min}은 회전속도의 변화에 따라 증속인 3500 rpm까지는 배기행정에서 발생하지만 4500 rpm 이상의 고속으로 가면 압축행정으로 이동되어 발생하는 것으로 나타났다.

실린더 압력이 증가되는 압축행정 말기부터 폭발행정 초기를 제외한 전 영역의 최소유막두께는 엔진의 회전속도가 증가할수록 감소하는 것을 알 수 있다. 또한 관성력이 작은 저속에서 유막두께 변화폭은 크지만, 고속이 되면 관성력 증가로 인해 유막두께가 작아짐과 동시에 유막두께의 변화폭도 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 13은 해석결과로 전부하 조건에서 엔진 회전속도 변화에 따른 연결봉 베어링의 최소유막두께 곡선의 변화를 보여 준다. (MOFT)_{min}은 측정결과와는 달리 저속인 1500 rpm에서는 폭발행정에서 발생하지만, 중, 고속에서는 관성력이 지배하는 배기행정에서 발생되었다.

이들 해석결과와 측정결과를 비교해 보면, 실린더 압력이 작용하는 크랭크 각을 제외하고는 최소유막두께 곡선의 경향이 대체로 잘 일치함을 알 수 있다. 최소유막두께는 해석결과 보다 측정결과가 작게 나타났으며, 속도가 증가할수록 측정결과는 최소유막두께 곡선의 형상이 완만하며 굴곡이 매우 줄어드는 것으로 나타났다. 특히 해석결과에 의하면 흡배기행정에서 (MOFT)_{max}가 회전속도에 관계없이 명료

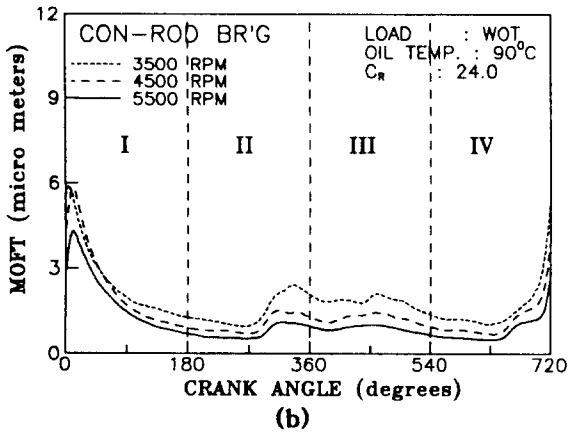
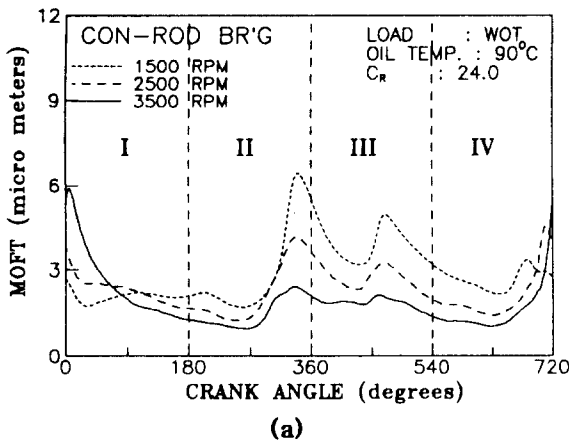


Fig. 12. Measured MOFT by the change of engine speed

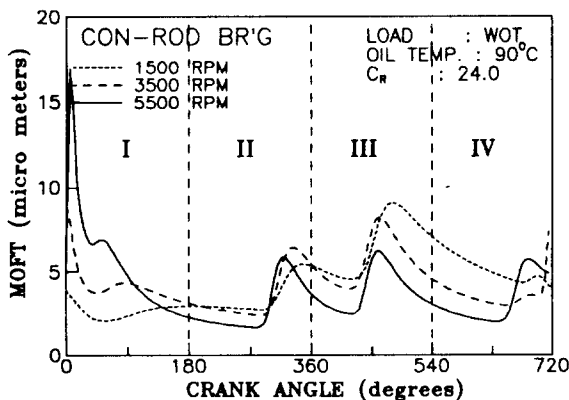


Fig. 13. Calculated MOFT by the change of engine speed

하게 나타났지만 측정결과는 2500 rpm까지는 명료하게 $(MOFT)_{max}$ 가 이 구간에 굴곡을 가지고 나타났지만 3500 rpm 부터 편평하게 나타났다. 이러한 차이는 해석에서 고려치 못하는 베어링의 변형에 의한 영향으로 추측되지만 추후 보다 세심한 연구가 요구된다.

해석결과와 실험결과 모두에는 흡.배기행정에서 각각 한개의 극대치 $[(MOFT)_{max}]$ 가 존재하지만, 이들 극대치의 크기는 해석결과와 측정결과가 반대로 나타났다. 해석에서 이들 $(MOFT)_{max}$ 이 발생하는 크랭크 각에서 저어널 중심의 위치를 조사해 본 결과 저어널 중심이 각각 상.하 베어링의 분리면에 위치함을 알 수 있었다. 그러므로 이와같은 이론과 실험의 차이는 베어링 조립시 분리면에서 발생한 변형에 기인된 것이라 판단된다.

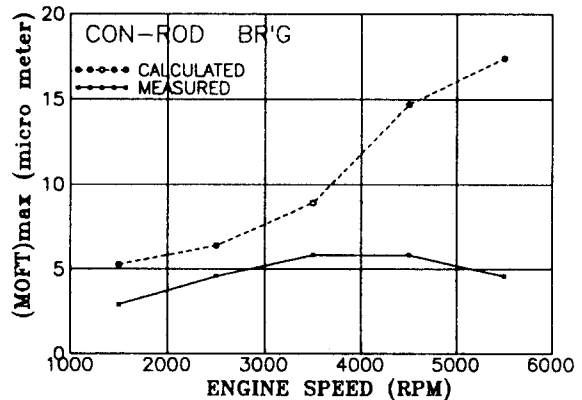


Fig. 14. Comparison between the measured and calculated $(MOFT)_{max}$

해석결과와 측정결과가 가장 많이 차이는 영역은 실린더 압력이 작용하는 구간인 압축행정 말기부터 폭발행정 초기로, 이 구간에서의 최소유막두께 곡선을 보면 해석 및 측정결과 모두 최소유막두께의 극대치 $[(MOFT)_{max}]$ 가 존재함을 알 수 있다. Fig.14는 엔진 회전속도에 따른 이들 $(MOFT)_{max}$ 의 변화를 보여주는 것으로, 해석결과는 엔진 회전속도가 증가할수록 $(MOFT)_{max}$ 가 증가하지만 측정결과는 저속부터 중속까지 증가하다가 중속부터 고속까지는 감소하는 경향을 보여 준다. 이와같이 이 크랭크 각에서 최소유막두께의 변화가 극심한 이유는 압축행정 후반부터 연결봉 베어링에는 폭발력이 관성력의 반대방향

으로 작용하고 있어, 폭발력이 증가하면 베어링이 지지하는 하중의 방향이 급격히 변하는 크랭크각[임계 크랭크각]이 존재하기 때문이다. 베어링에서 하중의 방향이 급격하게 변화되면 저어널 중심궤적도 급격히 변하게 되므로, 폭발력이 관성력보다 크게 되는 크랭크 각에 따라 최소유막두께의 크기는 달라질 수 있다. 이와같은 임계 크랭크각은 폭발력이 상승하는 구간과 감소하는 구간에서 각각 발생될 수 있으며, 최소유막두께의 급격한 변화는 폭발력이 상승하는 구간에서의 임계 크랭크 각에 의해서 지배된다. 이들 임계 크랭크 각은 속도가 증가할수록, 부하가 감소할수록, 관성질량이 증가할수록 지연되며, 이들 임계 크랭크 각의 지연에 따라 이 구간에서의 최소유막두께가 급격히 변화될 수 있음을 Fig.15에서 개략적으로 보여 준다. Table 5는 해석결과로 전부하시 엔진 회전속도에 따라 하중방향이 급격히 변하는 임계 크랭크 각과 이때의 저어널 중심의 각도를 보여 준다. 이때 저어널 각은 주어진 크랭크 각에서 크랭크-핀 중심이 위치하는 베어링 각을 나타

낸다. 여기서 α 와 β 는 각각 임계 크랭크 각의 시작점과 끝점을 나타낸다.

그러므로 Fig.14에서 계산및 실험의 차이가 발생되는 이유는 해석에서 고려하기 힘든 크랭크 각에 따른 피스톤과 실린더 보어 사이의 마찰력및 순간 각속도등에 기인하는 것으로 생각된다.

Fig.16은 엔진 회전속도에 따른 $(MOFT)_{min}$ 의 변화를 보여주는 것으로, 계산된 1500 rpm을 제외하고는 계산및 실험치 모두 속도가 증가할수록 $(MOFT)_{min}$ 값은 거의 선형적으로 감소함을 알 수 있다. 해석결과 1500 rpm에서 $(MOFT)_{min}$ 이 대단히 작았으며, 그 발생위치를 보면 폭발력이 지배하는 폭발행정이었다. 이와같이 1500 rpm에서 $(MOFT)_{min}$ 이 급격히 감소한 이유는 해석에서 실린더 압력이 실제와는 달리 전혀 손실없이 연결봉베어링에 작용하기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 실-엔진에서는 폭발행정에서 마찰력 방향과 폭발력 방향이 반대로 작용하므로 베어링으로의 실제 전달력은 작아진다.

계산과 실험에 있어 $(MOFT)_{min}$ 값의 절대치는 큰 차이가 발생했는데, 이러한 차이에 대한 이유를 명확히 밝히기 위해서는 이론해석에서 보다 심도있는 연구가 필요하다고 생각된다.

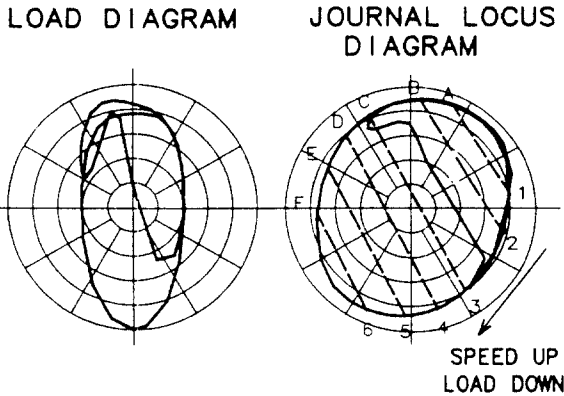


Fig. 15. Approximated load direction and journal locus diagram

Table 5. The calculated crankangle on sudden change of load direction (journal angle/crankangle)

| | $\alpha(1-6)$ | $\beta(A-F)$ |
|----------|---------------|--------------|
| 2500 rpm | 241/694° | 200/117° |
| 3500 rpm | 258/704° | 190/109° |
| 4500 rpm | 279/711° | 178/ 92° |

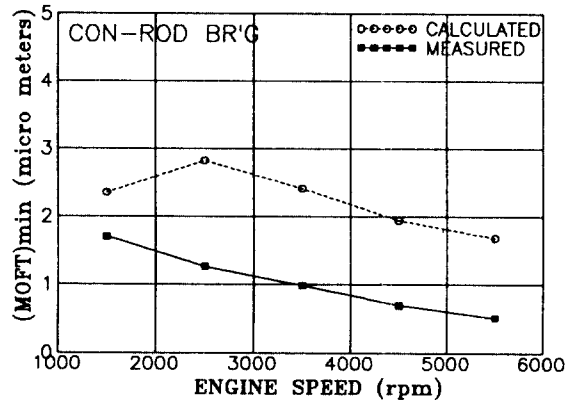
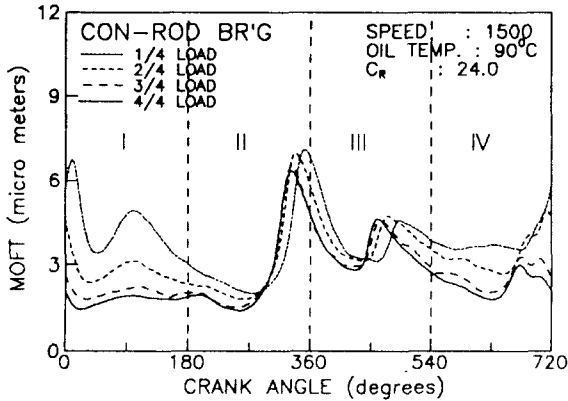
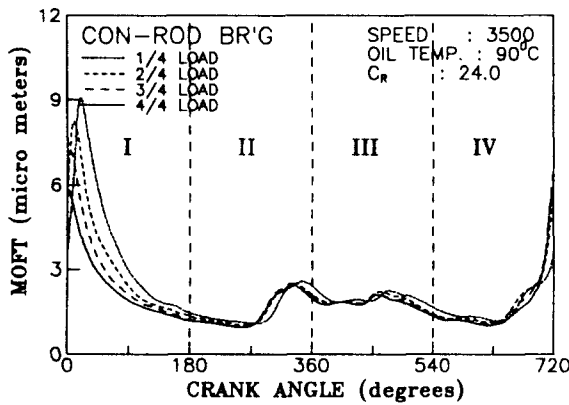


Fig. 16. Comparison between the measured and calculated $(MOFT)_{min}$ with respect to the change of engine speed

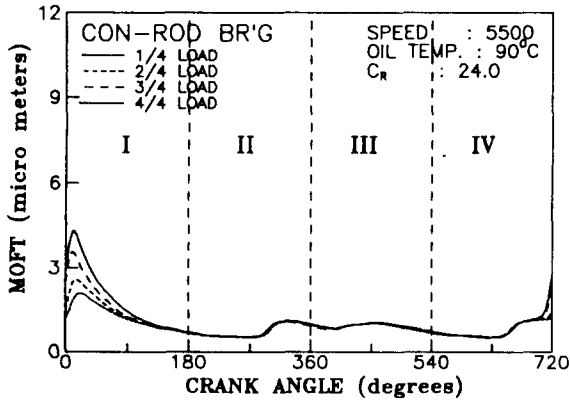
엔진부하의 영향 - Fig. 17(a), (b), (c)는 측정 결과로 각각 엔진 회전속도 1500, 3500, 5500 rpm에서 엔진 부하 변화에 따른 최소유막두께 변화를 나



(a) 1500 rpm



(b) 3500 rpm



(c) 5500 rpm

Fig. 17. Measured MOFT by the change of engine load

타내는 것으로, $(MOFT)_{min}$ 이 발생하는 위치는 엔진부하에 관계없이 관성력이 지배하는 행정에서 발생하며, 또한 최소유막두께 곡선의 변화는 관성력이 작은 저속에서는 전 행정에서 나타나지만 속도가 증가할수록 압축행정 말기부터 폭발행정에서만 엔진부하의 영향이 나타나고 있음을 알 수 있다.

측정결과에 의하면 폭발행정에서의 $(MOFT)_{max}$ 은 엔진 회전속도 1500 및 3500 rpm 에서는 부하가 감소할수록 증가하지만, 5500 rpm 에서는 오히려 반대의 경향을 보여 준다. 이와같은 이유는 이미 설명한 바와 같이 하중방향이 급격히 변하는 임계 크랭크 각이 엔진부하에 따라 변화되기 때문이다.

Fig. 18은 해석결과로 엔진부하 변화에 따른 최

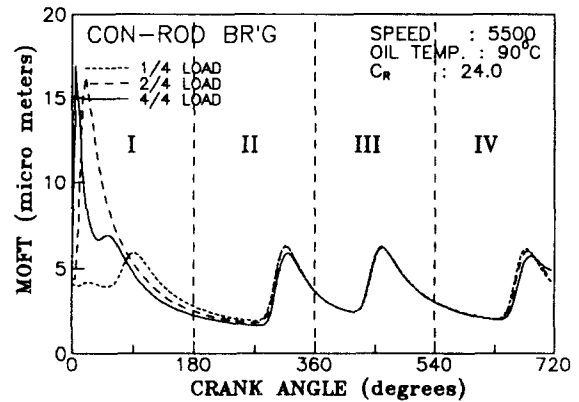


Fig. 18. Calculated MOFT by the change of engine load at 5500 rpm

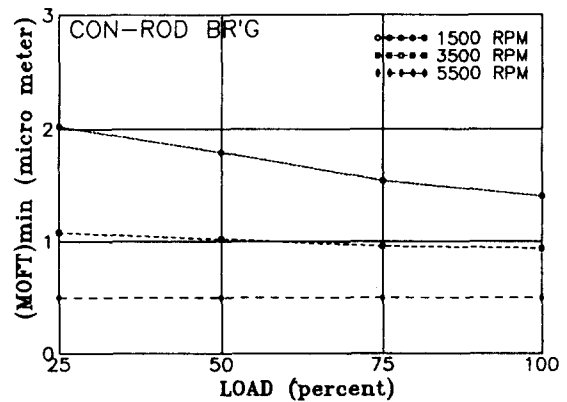


Fig. 19. Measured engine load effect on $(MOFT)_{min}$

소유막두께의 변화를 보여 주는 것으로, 측정결과와 그 경향이 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig.19는 측정결과로 엔진부하 변화에 따른 (MOFT)_{min}의 변화를 보여 준다. 이 결과를 보면 저속에서는 엔진부하가 증가할수록 (MOFT)_{min}이 감소하지만 속도가 증가하면 (MOFT)_{min}의 변화는 거의 발생치 않음을 알 수 있다.

이러한 결과들을 종합하면, 연결봉 베어링에서 엔진부하 변화는 최소유막두께 곡선의 형상은 변화시킬 수 있지만 (MOFT)_{min}에는 거의 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

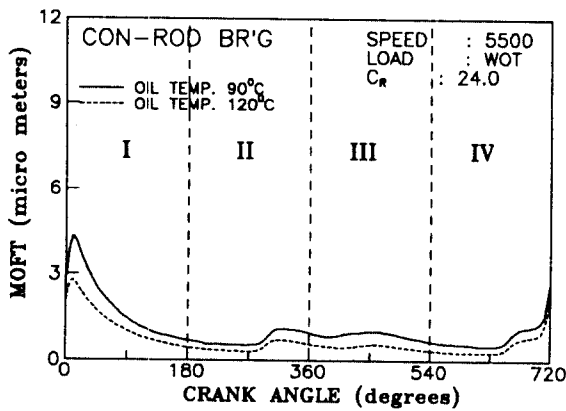


Fig. 20. Measured MOFT by the change of oil temperature

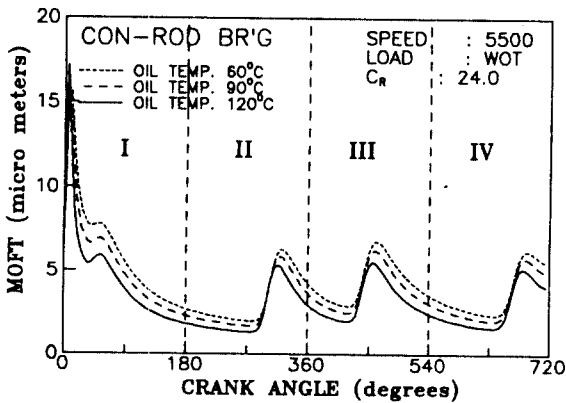


Fig. 21. Calculated MOFT by the change of oil temperature

윤활유 온도의 영향 - Fig. 20,21은 엔진 회전 속도 5500 rpm에서의 측정 및 해석결과로 윤활유 온도 변화가 최소유막두께 곡선에 미치는 영향을 보여 준다. 윤활유 온도 변화에 따른 해석결과와 측정결과는 그 경향이 대단히 잘 일치한다. 특히 윤활유 온도변화는 최소유막두께 곡선의 형상 변화에는 거의 영향을 미치지 못하며, 최소유막두께의 절대값만 변화시킬 수 있음을 알 수 있다. 그러므로 윤활유 온도는 (MOFT)_{min}에 영향을 미치는 주요한 인자중에 하나임을 알 수 있다.

최근 저온에서의 시동성과 연비를 개선하고, 고속에서의 내구성을 확보하기 위해, 엔진에서는 다급 점도계의 윤활유를 사용하고 있다. 이러한 다급 점도계 윤활유는 하중 지지 능력이 우수하다고 알려져 있으며, 이는 다급 점도계 윤활유에 첨가제로 사용되는 중합체(Polymer)의 고 전단 점도(High Shear Rate Viscosity)특성과 함께 고 전단 탄성(High Shear Rate Elasticity)특성이 고하중을 지지하기 때문이라 보고되고 있다[9]. 현재까지 중합체를 함유한 윤활유의 고 전단하의 탄성을 측정하는 것은 전단율 10^5 S^{-1} 까지만 가능하기 때문에 실제 엔진 베어링에서 윤활유가 받는 최대 전단율을 측정하는 것은 매우 중요한 과제로 인식되어 왔다. 전 정전용량법을 비롯한 대부분의 유막두께 측정 장치도 이러한 과제를 수행하기 위해 개발되어 왔다고해도 과언이 아니다. 이러한 최대 전단율은 크랭크 각에 따른 최소유막두께를 알면 다음과 같이 계산 가능하다.

$$\gamma_s = (R/h_m) \cdot (2\pi N/60) \cdot (1 + d\beta_b/d\beta_a)$$

현재까지 실제 엔진에서 측정된 연결봉 베어링의 최대 전단율은 4000 rpm에서 $3.14 \times 10^7 \text{ S}^{-1}$ 이었다. 그러나 본 실험결과에 의하면 연결봉 베어링의 최대 전단율은 운전조건에 따라 $6 \times 10^5 \text{ S}^{-1} \sim 4.57 \times 10^7 \text{ S}^{-1}$ 이었다. 테이블 6에 보는 바와 같이 연결봉 베어링은 메인 베어링보다 가혹한 조건에서 운전됨을 알 수 있다. 엔진 회전속도 3500 rpm, 오일온도 120°C 이상의 운전 조건에서는 연결봉 베어링의 최대 전단율이 10^7 S^{-1} 이상이 되었다. 이는 실제 차량 주행조건에서도 윤활유가 받는 최대 전단율이 10^7 S^{-1} 이상 된다는 것으로 매우 중요한 의미를 가지고 있다. 특히 실험에 사용된 윤활유가 중합체를 함유한 다급

점도계로서 단급계 윤활유에 비해서 하중 지지 능력이 뛰어나 유막두께가 크게 나타나는 것을 고려할 때, 본 실험의 결과가 시사하는 바가 매우 크다고 생각한다.

Table 6. Measured $(MOFT)_{min}$ and $(\gamma)_{max}$ at con-rod & no. 1 main bearing

| BR'G | Engine Speed (rpm) | Oil Temp. (°C) | $(MOFT)_{min}$ (μm) | $(\gamma)_{max}$ ($\times 10^6 s^{-1}$) |
|-----------|--------------------|----------------|----------------------------|---|
| Con-rod | 3500 | 90 | 0.96 | 8.34 |
| | 3500 | 120 | 0.69 | 11.60 |
| | 5500 | 90 | 0.50 | 25.31 |
| | 5500 | 120 | 0.28 | 45.74 |
| Main No.1 | 3500 | 90 | 1.42 | 5.81 |
| | 3500 | 120 | 0.85 | 9.70 |
| | 5500 | 90 | 0.90 | 14.40 |
| | 5500 | 120 | 0.37 | 35.02 |

결 론

1.5 리터, 직렬 4기통, 가솔린 엔진에서 연결봉 베어링의 최소유막두께를 전 정전용량법을 사용하여 5500 rpm 까지 측정하였다. 해석에서 예측하기 어려운 베어링내 실제 윤활유 점도를 얻기위해서 크랭크-핀 및 베어링의 표면온도도 측정하였다. 측정된 크랭크-핀 온도와 실린더 압력을 입력자료로 사용한 해석결과와 측정된 최소유막두께를 비교 검토한 결과 다음과 같은 사실을 알 수 있었다.

1. 엔진 회전속도, 부하, 오일온도 변화에 따른 측정된 최소유막두께 곡선의 변화 경향은 해석결과와 대체로 잘 일치하였다. 또한 측정된 $(MOFT)_{min}$ 은 계산치보다 항상 작았다.

2. 실린더 압력이 작용하는 구간에서 이론과 실험의 차이가 가장 크게 나타났으며, 이 구간에서 이들의 차이를 감소키 위해서는 해석에서 폭발력의 방향과 반대로 작용하는 피스톤부의 마찰력도 고려하여야 함을 알 수 있었다.

3. 엔진 회전속도 변화에 따른 $(MOFT)_{min}$ 의 변화 경향은 해석결과와 측정결과가 대체로 잘 일치하였으며, 이들은 엔진 회전속도가 증가할수록 선형적으로 감소하는 경향을 보였다. 또한 이들의 차이는 1500 rpm에서는 0.6 μm 였고, 2500 rpm 이상에서는 엔진 회전속도에 관계없이 1.5 μm 였다.

4. 엔진부하는 최소유막두께 곡선의 형상은 변화시킬 수 있지만, $(MOFT)_{min}$ 에는 거의 영향을 미치지 못하였다. 이러한 경향은 속도가 증가할수록 더욱 명료해짐을 알 수 있었다.

5. 윤활유 온도에 따라 최소유막두께 곡선의 형상은 변하지 않았고 단순히 유막두께의 절대값만 변화하였다. 또한 윤활유 온도가 증가할수록 최소유막두께는 전 영역에 걸쳐 감소하였다.

6. SAE 10W-30 엔진오일을 사용한 실험에서 연결봉 베어링의 $(MOFT)_{min}$ 은 엔진 회전속도 5500 rpm 전 부하, 윤활유 온도 120°C 에서 0.28 $\mu m/628^\circ$ 로 나타났다. 이때 최대 전단율은 $4.57 \times 10^7 s^{-1}$ 이었다.

REFERENCE

1. M.Ishihama, Y.Hayashi and T.Kubozuka, "An Analysis of the Movement of the Crankshaft Journals during Engine Firing", SAE paper No. 810771
2. P.K.Goenka and Fohit S.Paranjpe, "A Review of Engine Bearing Analysis Method at General Motors", SAE paper No. 920489
3. T.W.Bates, S.Benwell, P.G.Evans, "Effect of Rheology on Journal Bearing Performance: Part 2 - Oil Film Thickness in the Big-End Bearing of an Operating Engine", SAE paper No. 871272
4. R.C.Craig, W.H.King and J.K.Appeldoorn, "Oil Film Thickness in Engine Bearings - The Bearing as a Capacitor", SAE paper No. 821250
5. M.S.Filowitz, W.H.King, J.K.Appeldoorn, "Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine", SAE paper No. 820511
6. T.W.Bates, B.Fantino, L.Launay and J.Fren, "Oil Film Thickness in an Elastic Connecting-Rod Bearing Comparison between Theory and Experiment", STLE Tribology Transactions, Vol. 33, 1990
7. M.Jiruma and S.Furuhashi, "Measurement of the Journal Locus in the Con-rod Big-End Bearing of an Automobile Gasoline Engine", Journal of Lubrication Technology, April 1973
8. T.W.Bates and Stephen Benwell, "Effect of

Oil Rheology on Journal Bearing Performance Part 3 - Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine", SAE paper No. 880679

9. T.W.Bates, B.Willamson, J.A.Spearot and C.K. Murphy, "A Correlation Between Engine Oil Rheology and Oil Film Thickness in Engine Journal Bearings", SAE paper No. 860376

10. S.A.Cryvoff, J.A.Spearot and T.W.Bates, "Engine Bearing Oil Film Thickness Measurement and Oil Rheology - an ASTM Task Force Report", SAE paper No.902064

11. M.Dede and R.Holmes, "On prediction and Experimental Assessment of Engine-Bearing Performance", TRIBOLOGY International 1984

12. J.F.Booker, "Dynamically-Loaded Journal Bearings ; Mobility Method of Solution" Journal of Basic Engineering Sept. 1965

13. J.F.Booker, "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Numerical Application of the Mobility Method" Transaction of the ASME, Jan. 1971

14. F.W.Ocvirk "Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings" NACA Technical Note 2808, Oct. 1952

15. Jae-Kwon Choi, Jung-Hyun Lee, Dong-Chul Han, "Oil Film Thickness in Engine Main Bearings ; Comparison between Calculation and Experiment by Total Capacitance Method" , SAE paper No.922345

16. Jae-Kwon Choi, Jung-Hyun Lee, "A Study for Improvement of Engine Bearing Reliability Based on Temperature Analysis", KSAE Vol.14, No. 2, APR 1992