

# 엔진 메인 베어링에서의 최소유막 두께에 관한 연구

최 재권\*, 이 정현\*, 한 동철\*\*

\* 현대자동차

\*\*서울 대학교

## 概要

동하중을 받는 엔진 베어링을 연구하기 위하여 1.5 리터, 직렬 4 기통 가솔린 엔진 5개 메인 베어링 모두의 최소 유막 두께를 측정하고, 이론 계산을 수행하였다. 이론 계산은 무한 소폭으로 본 엔진 베어링에 대해 모빌리티 방법을 이용하였으며 유막두께 측정 방법으로는 TOTAL CAPACITANCE METHOD (TCM) 를 사용하였다. TCM을 이용한 실험에서 실험의 精度를 높이기 위하여 새로운 베어링 틈새 설정 방법을 제시하였으며, 베어링 캐비테이션 (Cavitation) 및 윤활유의 공기 혼입 (Aeration)에 의한 시험오차를 해석 하였다.

시험과 이론 계산의 결과를 비교한 결과, 정성적인 경향이 비교적 잘 일치하고 있음을 볼 수 있었다. 그러나 정정보로 가정된 이론 계산은 크랭크샤프트 진동 및 각 베어링이 받는 하중의 불균형으로 인한 영향을 예측하지 못함을 알 수 있었다. 엔진 운전중 베어링의 최대 전단율 (Maximum Shear Rate) 은  $10^7$  S<sup>-1</sup> 수준임을 확인하였다.

## 序論

엔진 베어링의 성능을 향상시키기 위한 방안으로서 베어링 최소유막두께 (Minimum Oil Film Thickness, MOFT) 측정 및 예측은 중요한 연구대상이 되어왔다. 그러나 엔진 운전중 수  $\mu$ m 밖에 안되는 최소유막두께를 정확히 측정하는 것은 매우 어려운 작업이다. 이에 검출기 (Transducer) 를 사용하는 기존의 방법 (1), (2) 들이 갖고있는 여러 문제점들을 해결하기 위하여 TOTAL CAPACITANCE METHOD

(TCM) (3), (4), (5) 이 개발되었고, 현재 엔진 운전중 베어링의 최소유막두께를 정량적으로 측정하는 가장 우수한 방법으로 알려져있다. 하지만 TCM도 몇 가지 문제점을 여전히 갖고 있으며, 이 문제들은 베어링 틈새 설정 및 캐비테이션, 윤활유 공기혼입으로 인한 시험오차의 발생 등이다.

베어링 틈새 의 설정은 실험의 오차에 가장 큰 영향을 미치는 인자로 확인 되었으며, 기존의 연구들이 산술 평균을 이용하여 틈새 를 결정하고 있었지만 시험의 오차를 줄이기 위하여는 베어링의 실제 형상을 고려한 정전 용량 특성을 고려 하여야한다. 캐비테이션 및 윤활유 공기혼입은 다같이 오일의 유전상수를 변화 시킴으로서 시험의 정도에 영향을 주며, 그 크기에 대한 정량적 평가가 이루어져야 TCM에 의한 최소유막두께 측정치가 신뢰성을 갖게된다. 또한 기존의 시험 방법에서는 크랭크샤프트 접지선을 인출 할때 전선과 샤프트 끝단을 마찰 접촉 시키는 방법 (5), (6), (7) 을 이용하여 왔었는데, 이는 시험결과를 왜곡시킬 우려가있으며 전선 인출을 위한 방법이 개선되어야한다.

베어링의 동적 거동을 연구하기 위해서는 엔진의 진동 및 전체 베어링 계의 힘의 불균형 등에 의한 영향을 확인 하여야하고, 이를 위하여는 모든 베어링의 최소유막두께를 동시에 측정할 필요가 있다. 이로서 각 베어링의 유막 특성을 검증하고 상호 연관성을 연구 할수있으며, 정정보로 가정된 이론 계산의 타당성을 검증할 수 있다.

본 연구에서는 5개 메인 베어링의 최소유막두께를 동시에 측정하고 정정보로 가정한 이론해석을 수행하였다. 이로서 위에 열거한 TCM에서 측정에 영향을 미치는 인자를 조사하여 실험의 정도를 향상 시켰으며, 이론해석의 타당성을 검증 하였다.

## 理論 解析

동하중을 받고있는 엔진 베어링의 유막두께를 계산하기 위하여, 베어링이 받는 하중은 엔진 구동부의 관성력과 연소압력에 의한 힘을 고려하였으며, 베어링 및 축은 충분한 강체라 가정 하였다. 윤활유는 점도가 일정하고, 비압축성 유체로 보았다. 해석에 적용된 엔진 베어링의 폭과 직경의 비가 0.4 이내이기 때문에 무한소폭<sup>(8)</sup>으로 간주하였으며, 유막두께 계산 방법으로는 Mobility Method를 이용하였다. 이론해석의 정도를 높이기 위하여 연소실 압력 및 크랭크샤프트 저널 표면의 온도를 측정하고 계산을 위한 자료로 이용하였다.

그림.1 은 계산 결과로 얻어진 1번과 5번 메인 베어링의 크랭크각도에 따른 최소유막두께 (MOFT) 곡선이다. 특히, 크랭크샤프트를 정정보로 가정하였기 때문에 3번 베어링을 중심으로 양쪽으로 대칭되는 베어링 - 1번과 5번, 2번과 4번 - 의 MOFT 곡선은 모양이 동일하며, 360°의 시간지연이 있을 뿐이다.

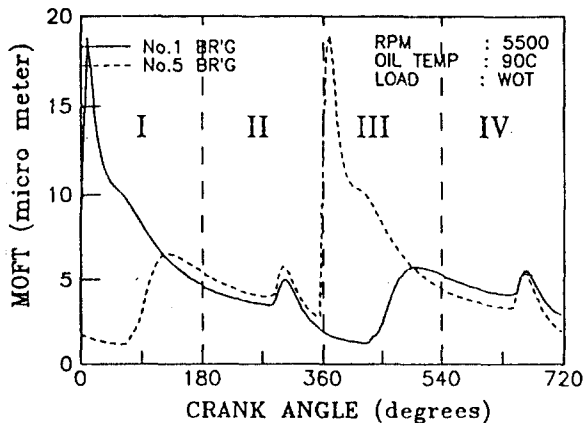


그림.1 크랭크 각도에 대한 MOFT 곡선의 계산값  
(1번, 5번 메인 베어링)

## 實驗 엔진

최소유막두께 측정에 사용된 엔진은 1.5 리터, 직렬 4 기통 가솔린 엔진으로서, 크랭크샤프트에는 5개의 메인 베어링(엔진 Front 쪽 : 1번, Fly

wheel 쪽 : 5번)이 있다. 엔진 및 각 베어링의 제원이 표.1에 나타나있다.

Table. 1 The Specification of Engine and Bearing

Engine type		In-line 4 cyl. gasoline
Bore x Stroke		75.5 x 83.5
Max. Power (ps/rpm)		105 / 5500
Main Bearing	Material	A20/Al 79%, Tin 20%, Cu 1%
	Width(mm)	17
	Diameter(mm)	50
Groove Geometry		180° half groove(No.1, 2, 4, 5) Plain thrust (No. 3)
Crank-shaft	Material	Nodular cast iron
	Roughness	0.8s

## 實驗

### 최소유막두께 측정

최소유막두께(MOFT) 측정 방법으로는 베어링의 유막두께에 따른 정전 용량을 측정하는 Total Capacitance Method(TCM)을 사용하였다. 베어링을 엔진의 다른부위와 절연시키기 위하여 베어링 메탈과 베어링 캡 사이에 두께 250 μm 인 Fiber-Glass Plastic Laminate<sup>(3), (7)</sup>를 5개 메인 베어링 모두에 삽입하였다. 이를 위하여 엔진 볼트의 메인 베어링 하우징을 라인 보링 하였으며, 결과적으로 각 베어링과 샤프트는 유전체가 오일로 채워진 Simple Cylindrical Capacitor가 된다.

이 베어링의 Total Capacitance 값은 그림.2와 같은 정전 용량 측정회로를 이용하여 직류 Voltage로 측정되었고, 이 측정값은 시험전에 만들어진 아래와 같은 Capacitance-Voltage 상관식에 의하여 다시 정전 용량 C 값으로 환산되었다.

$$C = [a_0 + a_1/V + a_2/V^2 + a_3/V^3 + a_4/V^4] - C_1 \quad (1)$$

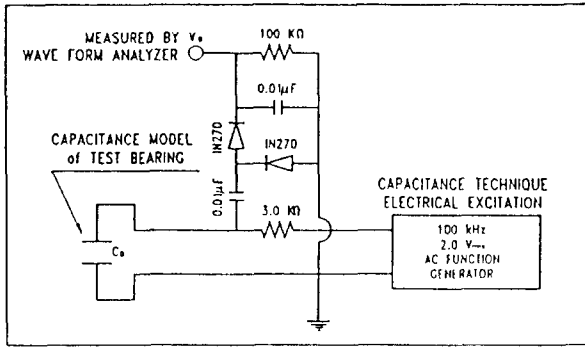


그림.2 정전 용량 측정회로

여기서  $C_1$ 는 Shielded Wire 에 의한 작은 정전 용량 값이며,  $a_0$ - $a_4$ 는 상수이다.

크랭크 각도별로 측정된 Total Capacitance 로부터, 크랭크 각도에 따른 베어링의 최소유막두께  $h_m$  은, 다음의 식(3)으로부터 계산될 수 있다.

$$h_m = C_R [1 - (1 - (kAD/C_R C)^2)^{1/2}] \quad (2)$$

여기서  $C_R$ 는 베어링 반경방향 틈새,  $D$ 는 오일의 유전상수(Dielectric Constant)이며  $A$ 는 베어링 면적,  $K$ 는 상수이다. (2)식의 유도에는 다음과 같은 가정이 들어간다. 1. 베어링은 진원이다. 2. 베어링에 캐비테이션이 발생하지 않았다. 3. 오일에 윤활유 공기혼입이 없다. 실험의 신뢰성을 높이기 위하여는 이러한 가정으로 인한 시험 오차를 검증할 필요가 있다.

베어링에 Wire를 연결하기 위하여 베어링 메탈 옆쪽에 납땜을 하였으며, 시험준비가 끝난 베어링은 샤프트 없이 캡을 조립하여 실제 베어링 형상을 측정하였다. 이로부터 가공의 정확도를 검증하고, 베어링 틈새설정에 이용하였다. 그림.3(a)는 실험 엔진의 5번 베어링 실제 형상을 나타내는데, 레몬 형상에 가까운 타원임을 알 수 있다. 그림.3(b)는 이 같은 실제 형상을 대표적인 형상으로 단순화한 것으로, 본 연구에서는 이것을 베어링 틈새 설정에 이용하였다.

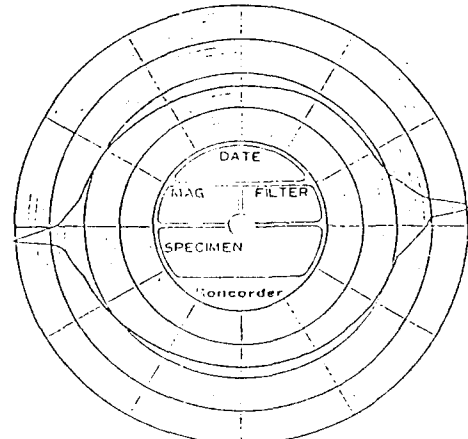
크랭크샤프트를 접지 시키기 위한 전선을 인출 할 때, Friction Contact을 사용하면 Wire와 크랭크샤프트 접촉부의 발열로 인하여 측정회로의 저항이

변하는 문제가 발생한다. 또한 이를 없애기 위하여 접촉부위를 오일로 윤활시키면 Wire와 크랭크샤프트의 윤활부에 생성되는 오일 막으로 인한 Capacitance가 발생하므로 실험의 신뢰도에 크게 문제를 주고 재현성이 나빠진다.

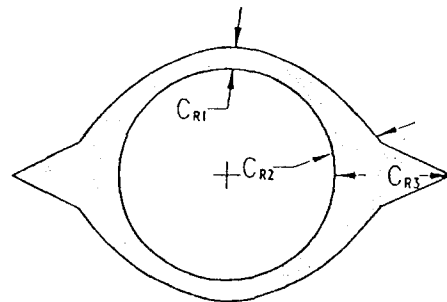
본 연구에서는 이러한 문제를 해결하기 위하여 크랭크샤프트 끝단에 Slip Ring을 설치하고 접지선을 인출하였으며, 이로 부터 위의 문제점들을 해결할 수 있었다.

### 크랭크샤프트 온도 측정

해석으로 MOFT를 계산할때 그 精度를 향상 시키기 위하여는 베어링 内の 윤활유 온도 상승을 고려



(a) measured



(b) simplified

그림.3 베어링 실제 형상과 단순화된 모형  
(5번 베어링 :  $C_{R1}=15$   $C_{R2}=25$   $C_{R3}=50$ )

하는 것이 필수적인데, 이론 해석으로 온도 상승값을 예측하는 데는 한계가 있다. 따라서 MOFT 계산을 위한 Input Data로 활용하기 위하여 엔진 운전중 크랭크샤프트 Pin 및 Journal 표면의 온도를 측정하였다. Pin 및 Journal의 온도 측정 위치는 이론상 온도가 높으리라고 예상되는 Dwell 및 MOFT 발생 영역인 쪽과 그 반대편에 각각 1개씩, 그림.4와 같이 4 곳에 K-Type 열전대선을 장착 하였다. 이때 열전대선의 Junction 크기는  $\phi 1.2\text{mm}$  이고, 랩핑을 통하여 Journal 과 Junction 표면을 정확히 일치시켰다. 열전대선의 Lead Wire 는 적당한 통로를 따라서 크랭크샤프트 끝단으로 인출된후, Slip Ring을 통하여 엔진 밖의 계기까지 인출 하였다.

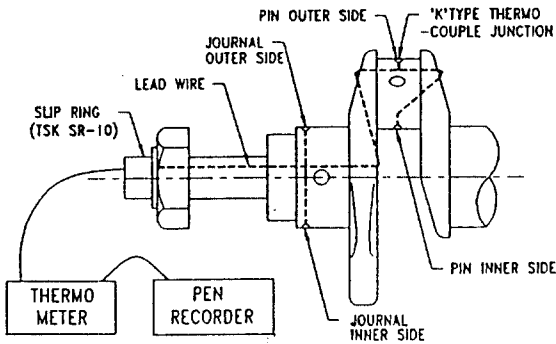


그림.4 크랭크샤프트 표면 온도 측정 방법

## 結果 및 檢討

### Cycle Variation

연소실 압력 특성 및 관성력, 샤프트의 미세한 진동 특성등이 최소유막두께 곡선의 Cycle Variation 에 영향을 미치므로, 시험의 객관성 및 신뢰성을 확립하기 위하여 Cycle 을 평균하는 것이 필요하다. 이때 평균에 필요한 최소 Cycle 수를 결정하기 위하여 COV(Coefficient of Variation)를 계산 하였다. 계산은 한 Cycle 의 MOFT곡선중 최소값 -  $(MOFT)_{min}$  - 에 대하여 수행하였으며, 이 결과는 표.2 에 나타나 있는데, 여기서 10 Cycle 및 100 Cycle의 COV는 각각 5.8% 와 5.9%로 거의 같음을 볼 수 있다. 즉 최소 10 Cycle 평균값을 사용하여 시험 Data를 정리하면, 시험의 신뢰성이 확보된

다고 말할 수 있다. 그림.5는 30 분동안 얻은 15 개의 10 Cycle 평균값을 겹쳐 그린것으로, 재현성이 우수함을 볼 수 있다.

### 베어링 틈새 결정법

TCM으로 측정한 최소유막두께와 계산으로 구한 최소유막두께는 모두 베어링 틈새 설정값에 영향을 받지만, 실제 베어링 형상은 진원이 아니므로 틈새 값을 하나의 값으로 나타내는것은 어려운 작업이다.

그림.6은 틈새설정값이 실험 및 계산된 MOFT에 미치는 영향을 보여주는데, 베어링 틈새 가  $15\mu\text{m}$  에서  $35\mu\text{m}$  로 변하면 유막 측정값은 약 3 배 정도 변하고 있으며, 틈새 가 실험 결과에 가장 큰 영향을 미치는 인자임을 알 수 있다. 이는 측정된 정전 용량은 베어링 원주 전체의 실제 유막 형상에따라

Table. 2 Mean Value and COV of  $(MOFT)_{min}$

Averaged Cycle Number	$(MOFT)_{min}$ $\mu\text{m}$	$\sigma_s$	COV (%)
10	1.51	0.0882	5.8
20	1.51	0.0789	5.2
50	1.52	0.0821	5.4
100	1.51	0.0898	5.9

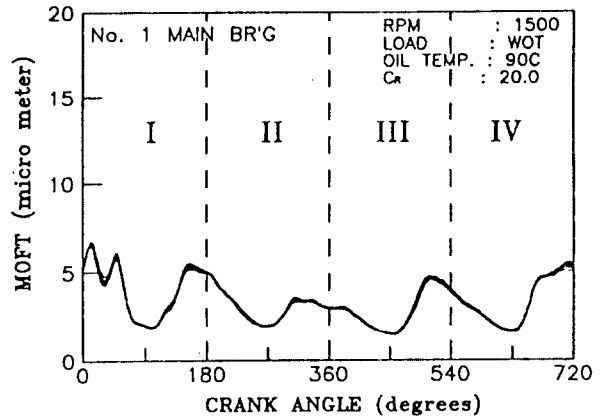


그림.5 10 사이클 평균값의 재현성

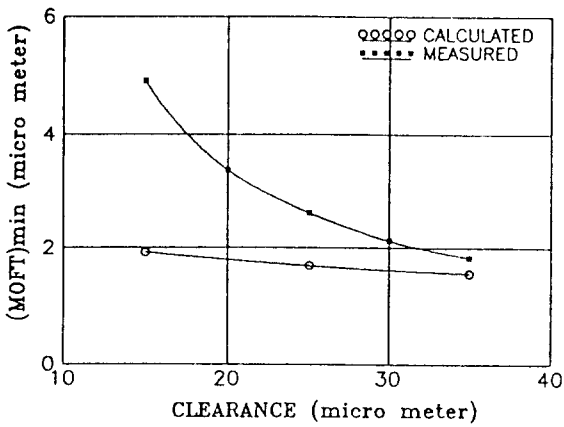


그림.6 (MOFT)min 에 대한 베어링 틈새의 영향

측정되는데 반하여 이를 최소유막두께로 환산하는 식 (2)는 진원으로 가정한 베어링에서 유도되었기 때문이며 시험 오차를 최소화하기 위하여는 베어링의 실제 형상을 고려하여 TCM에 알맞도록 틈새를 결정하는것이 필요하다.

그림.7은 앞의 그림.3(a)에서, 축이 편심되어있는 경우를 나타낸다. 여기서 유막 형상의 분포  $h_r(\theta)$ 는 (3)식과 같다.

$$h_r(\theta) = C_R(1 + \varepsilon \cos\theta) + \delta(\theta) \quad (3)$$

$h_r(\theta)$  : the extent of oil film

$C_R$  : radial clearance

$\varepsilon$  : shaft eccentricity ratio

$\theta$  : angular position in bearing

$\delta(\theta)$  : bearing distortion rate.

실험시 실제 측정되는 정전 용량  $C_{TEST}$ 는 아래의 (4)식과 같이 베어링의 지그러짐이 모두 포함되어 있으며, 이 측정값을 (2)식에 대입 함으로서 (5)식과 같은 최소유막두께  $h_m$ 을 얻는다.

$$C_{test} = f \frac{kD}{h_r(\theta)} d\theta = \frac{kAD}{2\pi C_R} f \frac{d\theta}{(1 + \varepsilon \cos\theta) + \delta/C_R} \quad (4)$$

$$h_m = C_R [1 - \{1 - (kAD/C_R C_{test})^2\}^{1/2}] \quad (5)$$

그림.7에서 실제 최소유막두께는 아래의 (6)식과 같다.

$$(h_m)_{real} = S_R(1 - \varepsilon) \quad (6)$$

실험시 진원이라 가정하고 유도된 (5)식에 의하여 얻어지는 최소유막두께  $h_m$ 은 (6)식의 실제 최소

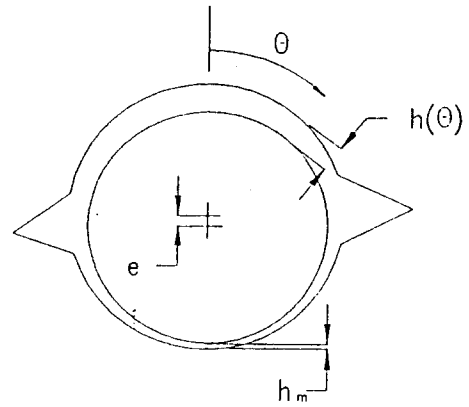


그림.7 베어링 틈새 결정에 사용된 베어링 모형

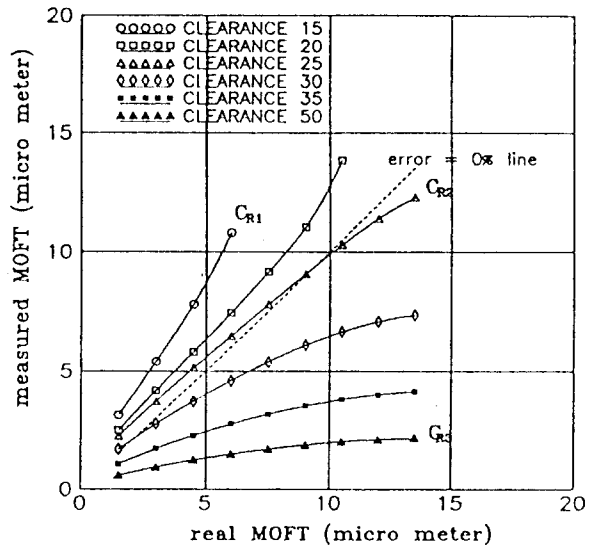


그림.8 MOFT에 대한 베어링 틈새의 영향

유막두께와는 다른 값을 나타내게된다. 그림.8은 베어링 틈새 설정값을 15μm에서 50μm까지 변화시켰을 경우, (6)식의 실제 최소유막두께와 (5)식으로부터 유도된 측정된 최소유막두께간의 차이를 나타내고있다. 이는 앞의 그림.3(b)에 나타난 5번 베어링에 대한 값이며, 여러 편심율 값에대하여 비교한 결과이다. 베어링 틈새를 25μm로 선정 하였을때 - 이값은 그림.3(b)에서  $C_{R2}$ 에 해당함 - 유막두께

가 9 $\mu$ m보다 작은 경우에는 실제값보다 큰 값으로, 9 $\mu$ m 이상에서는 작은 값으로 측정되어 지지만 정량적으로 가장 오차가 적음을 볼 수 있다.

그림.9는 5번 베어링의 틱새를 각각 15 $\mu$ m, 25 $\mu$ m, 35 $\mu$ m로 설정하였을 때의 측정 및 이론 계산된 최소유막두께 곡선을 나타낸다.  $C_R$ 을 15 $\mu$ m로 설정한 경우에는 최소유막두께가 이 값보다 커지는 경우(A 부위)가 발생하며, 이는 틱새 설정이 적절치 못함을 보여준다.  $C_R$ 을 25 $\mu$ m로 설정 하였을 때 실험값과 계산값이 가장 근접해 있다. 즉 TCM으로 베어링의 최소유막두께를 측정할 때에는 그림.3의  $C_{R2}$  값을 베어링 틱새 값으로 설정해 주는 것이 타당하다. 하지만 이 값도 Idle을 포함한 여러 운전 조건에서 그림.9의 A부위같이 설정된 틱새 이상의 최소유막두께 검출 유무를 실험으로 재 확인 하여야 한다.

#### 캐비테이션의 영향

TCM에 의한 최소유막두께 측정 시험시 베어링 내의 급격한 압력 변동으로 인하여 캐비테이션(Cavitation)이 발생 하였을 경우에는, 유전체인 윤활유 내에 공기가 존재하게 되므로, (2)식의 유전 상수 D값이 변하고 결국 실험의 정도에 영향을 주게 된다. 그림.10과 같이 베어링에 캐비테이션이  $\theta_1$ 에서  $\theta_2$  각도만큼 발생하였다면, 이때 측정되는 정전 용량을 베어링 캐비테이션 발생이 없다고 가정 한 (2)식에 대입하여 최소유막두께로 환산하면 오차가 발생하게 된다. 그림.11에는 그림.10의 캐비테이션 발생각도에 따른 시험결과의 오차율을 나타내고 있다. 편심율이 클수록 캐비테이션 발생에 의한 오차가 적어짐을 알 수 있다. 캐비테이션이 발생 하였을 때의 베어링 정전 용량 계산법은 부록에 나타나 있다.

기존의 문헌에서는 편심율 0.9, 캐비테이션 발생 각도가  $\theta_1$ 은 90  $\theta_2$ 는 180일 때 측정 오차가 약 50% 이상으로 계산되었으나 본 연구에서는 약 8%로 계산되어 그 크기가 적게 나타났다.

대부분의 엔진 베어링이 편심율 0.7이상에서 작동함을 고려하면, TCM으로 최소유막두께를 측정할 때 캐비테이션 발생으로 인한 오차는 적을 뿐더러, 그 발생 여부도 확실치 않기 때문에 본 연구에서는 캐비테이션으로 인한 영향을 고려하지 않았다.

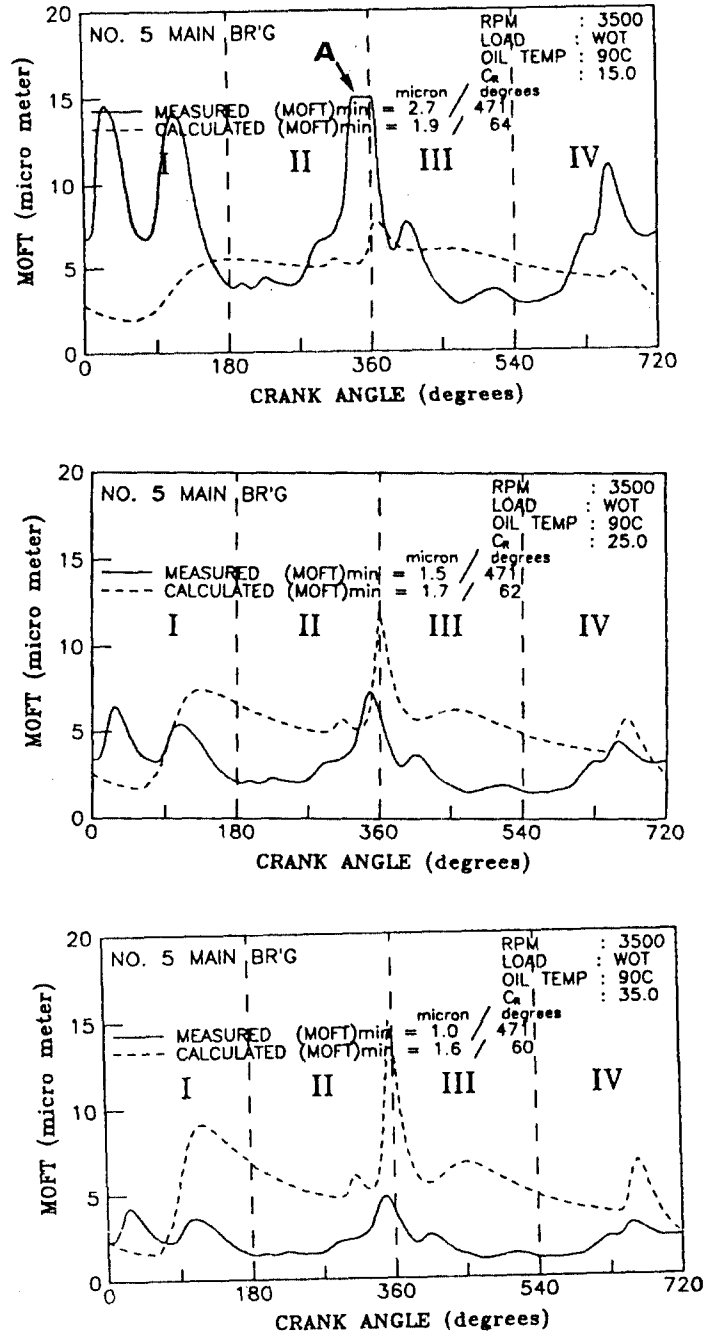


그림.9 MOFT 측정값에 대한 베어링 틱새의 영향  
(5번 베어링, 3500 rpm, WOT)

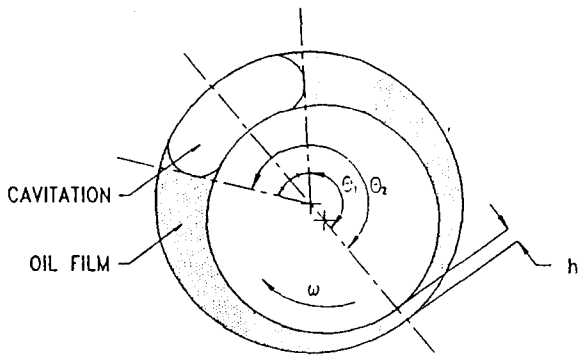


그림.10 캐비테이션이 발생된 베어링 모형

왜곡되는가를 보여준다. 편심율이 0.7 일때 윤활유 공기혼입이 10% 이면 측정오차는 14% 임을 알 수 있다. 이는 오히려 캐비테이션 발생 경우보다 오차가 크며, TCM으로 최소유막두께를 측정할때 시험엔진의 윤활유 공기혼입 양을 측정하고, 이것을 고려해 주어야함을 시사한다.

표.3 은 본 연구에 사용된 엔진의 윤활유 공기혼입 측정 결과를 나타낸다. 시험엔진의 경우 윤활유 공기혼입량이 최고 3% 이내로 적었기 때문에, 이로 인한 영향은 고려하지 않았다.

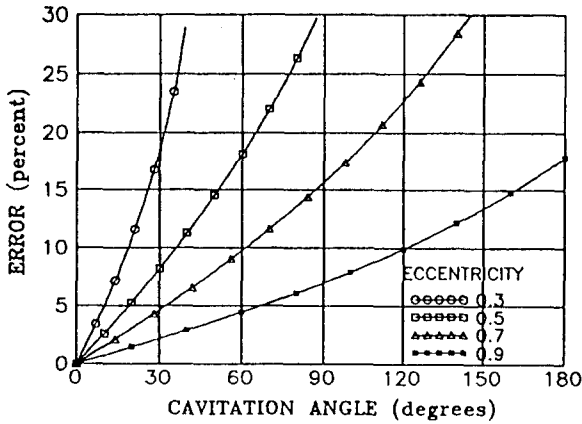


그림.11 캐비테이션 발생 각도에대한 (MOFT)min의 오차율

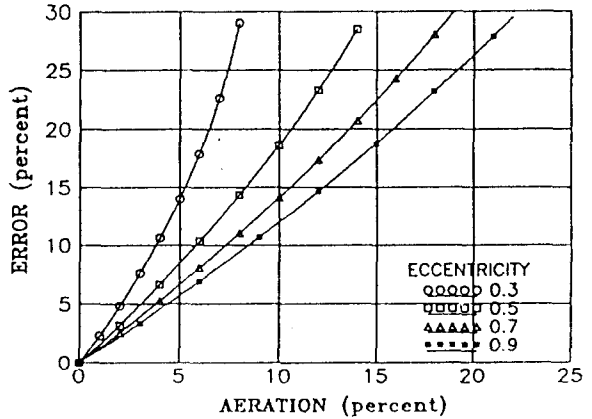


그림.12 윤활유 공기혼입량에대한 (MOFT)min의 오차율

### 윤활유 공기혼입의 영향

윤활유 공기혼입(Aeration)은 캐비테이션과는 달리 베어링 내에서 발생하는것이 아니고, 엔진 윤활회로의 구조 등과같은 여러 설계 특성 및 운전 조건에 따라 윤활유에 작은 공기 방울( $10^{-3} \sim 1\text{mm}$ )이 혼입되는 것이며, 보통 체적비로 10% 수준으로 알려져있다. TCM으로 최소유막두께를 측정할때 윤활유 공기혼입이 발생하면 윤활유의 유전상수가 틀려지므로 캐비테이션의 경우와 마찬가지로 (2)식으로 최소유막두께를 환산할때 오차가 발생한다.

그림.12는 윤활유의 윤활유 공기혼입 양에따라 이를 고려하지않고 측정한 최소유막두께와 실제의 최소유막두께를 비교하여, 실험 결과가 어느정도

Table. 3 Measured Oil Aeration Rate of Test Engine

Engine Speed (rpm)	Aeration (%)
1500	1
2500	1
3500	2
4500	3
5500	3

### 크랭크샤프트 표면 온도

저널의 표면 온도 상승은 샤프트와 베어링 사이에 있는 윤활유의 전단에 의한 열발생에 기인한다. 열 발생은 전단율과 점도에 비례하므로( $\tau = \mu \cdot dv/dy$ )

회전 속도가 증가할수록, 유막두께가 감소할수록, 점도가 증가할수록 표면 온도가 상승된다.

그림.13은 엔진 회전수 증가에대한 1번 저널의 온도 증가 양상을 보여준다. 1500 rpm 과 같은 저속에서는 저널의 안쪽, 바깥쪽 온도가 거의 같으나 고속에서는 바깥쪽의 온도가 더욱 높아짐을 볼 수 있다. 그림.14는 해석으로 구한 축 중심궤적으로 회전 속도가 고속으로되면서 최소유막두께 발생 위치가 축의 바깥쪽으로 치우침을 볼수있으며, 이로 부터 유막이 적은 저널의 바깥쪽 부위 온도 상승이 더욱 커진것임을 알 수 있다.

그림.15는 3500 rpm, 5500 rpm에서 윤활유 온도의 증가에 따른 핀 안쪽 부위의 온도 증가 양상을 나타낸다. 온도 증가의 기울기가 1 보다 적는데,

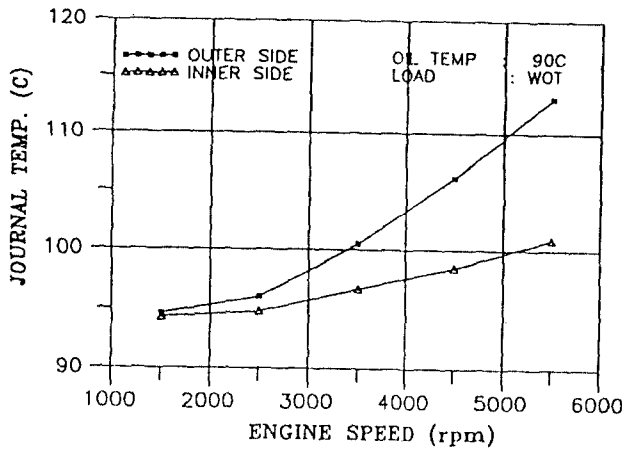


그림.13 측정된 저널 표면의 온도

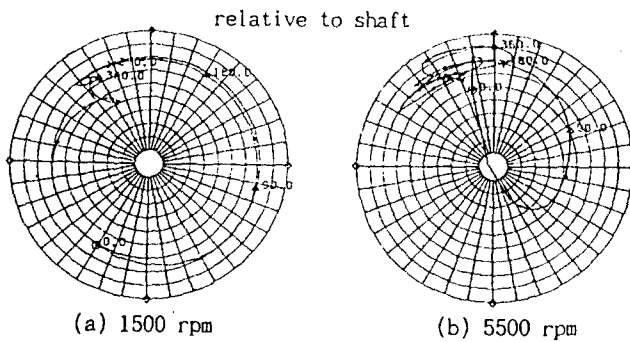


그림.14 축 중심 궤적의 계산결과

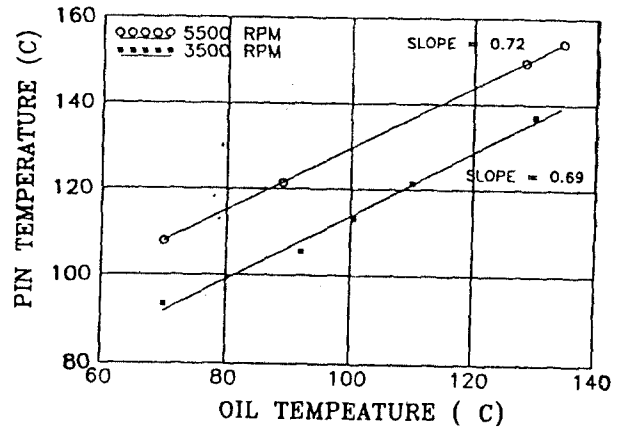


그림.15 오일 온도 증가에대한 핀 온도 증가양상

이것은 윤활유 온도의 상승으로 점도가 떨어지면 결과적으로 윤활유 전단에 의한 발열량이 감소하기 때문이다.

이와 같이 측정된 저널 온도를 유막두께 이론해석을 위한 입력 자료로 사용하였다. 이때 최소유막두께가 주로 저널의 바깥쪽에 발생하므로, 입력 자료로는 저널 바깥쪽의 온도를 사용하였다.

#### 엔진 회전속도 및 부하의 영향

그림.16은 엔진 회전속도 증가에대한 5개 각 베어링의 MOFT/크랭크각도 곡선의 변화를 나타낸다. 여기서 크랭크 각도 0°는 1번 연소실의 폭발 상사점을 나타내며, I, II, III, IV로 표시한 각 구간에서의 폭발 연소실은 표.4에 나타나있다. 엔진 메인 갤러리의 오일 온도 및 냉각수 온도는 90±1°C로 유지하였다. 전체적인 경향은 1500 rpm 과같은 저속을 제외하고, 엔진 회전속도가 증가하면 MOFT의 최소값, (MOFT)<sub>min</sub>,이 감소하였지만 4번 베어링의 경우는 반대로 증가하였다. 이러한 결과는 그림.17에 나타나있다.

Table. 4 The Firing Region of Individual Cylinder

REGION	I	II	III	IV
FIRING CYLINDER	1	3	4	2



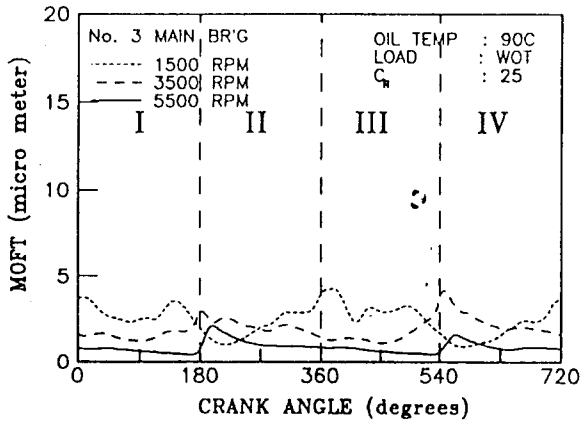
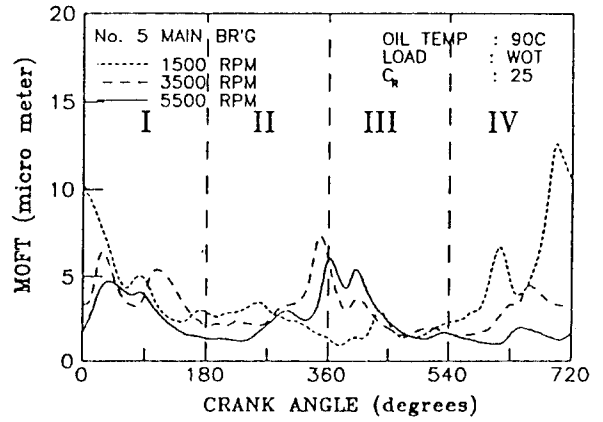
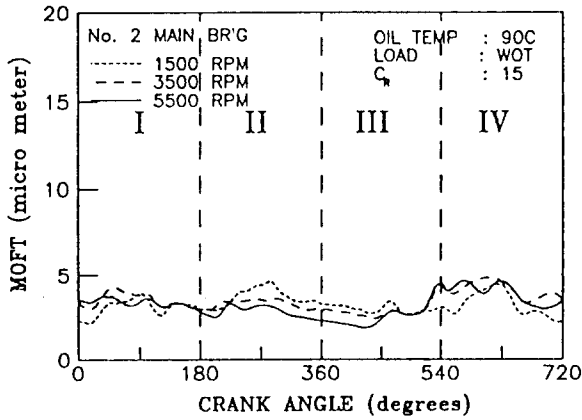
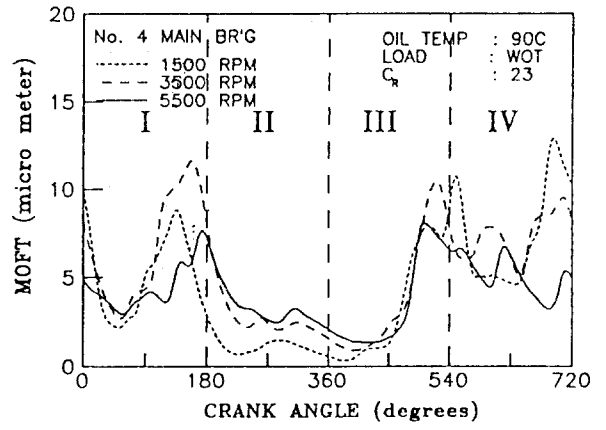
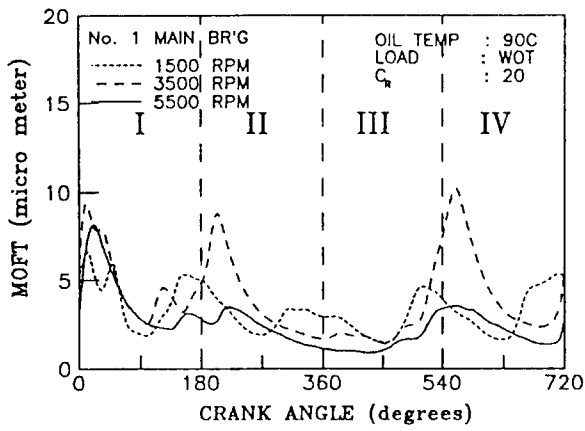


그림.16 엔진 회전속도 증가에 따른 MOFT 곡선  
 (No.1~No.5 Bearing, WOT, Oil Temp. 90°C)

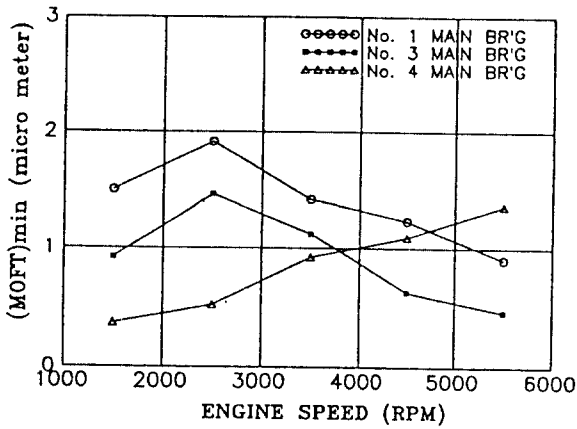


그림.17 엔진 회전속도 증가에따른 (MOFT)min 값의 변화

그림.18은 5500 rpm 에서 엔진 부하의 변화가 MOFT 곡선에 미치는 영향을 나타낸다. 1번 베어링의 MOFT 곡선은 1번 연소실의 연소압력 외에 다른 연소실의 영향은 거의 받고있지 않음을 볼 수 있지만, 5번 베어링의 경우에는 인접해 있는 4번 연소실 외에 1번 연소실의 영향도 크게 받고 있다. 그림.19는 5500 rpm 에서 1번과 5번 각 베어링의 측정된 MOFT 와 계산된 MOFT를 비교하고 있다. 1번 베어링의 경우에는 정성적으로 잘 일치하고 있지만, 5번 베어링의 경우 I 영역에서 큰 차이가 나고있다. 이러한 현상으로부터 1번 연소실의 폭발력이 크랭크샤프트 진동을 통하여 5번 베어링에 영향을 미치고 있는것을 알 수 있다.

그림.20은 계산 결과중 엔진 부하의 변화가 4번 베어링 MOFT 곡선에 미치는 영향을 나타낸다. 계산은 정정보로 가정하였기 때문에, 4번 베어링에 인접해있는 연소실인 3번과 4번 연소실의 영향을 동일하게 받고있다. 그러나 그림.18에서 보았듯이 측정 결과는 3번 베어링의 영향을 훨씬 크게 받고있다. 이같은 결과는 각 베어링에 연소 압력이 전해질때, 그 하중의 분산이 각 베어링간에 균형적으로 이루어지고있지 않기 때문으로 판단된다.

이상으로부터 엔진의 폭발력 및 관성력 외에도 엔진의 진동, 각 베어링간의 하중 지지 능력의 불균형으로 인한 영향이 실제 MOFT 곡선에 크게 영향을 미치고 있음을 알 수 있다. 이와같은 복잡성 때

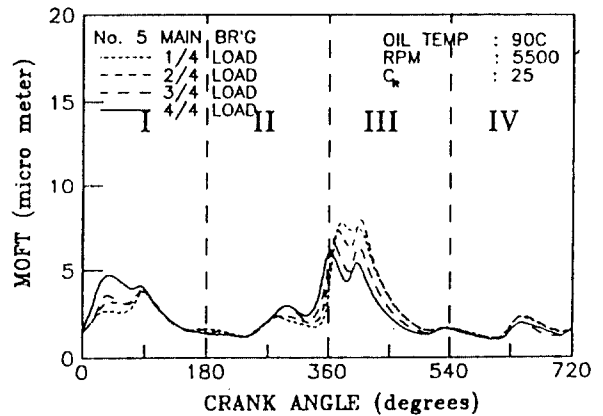
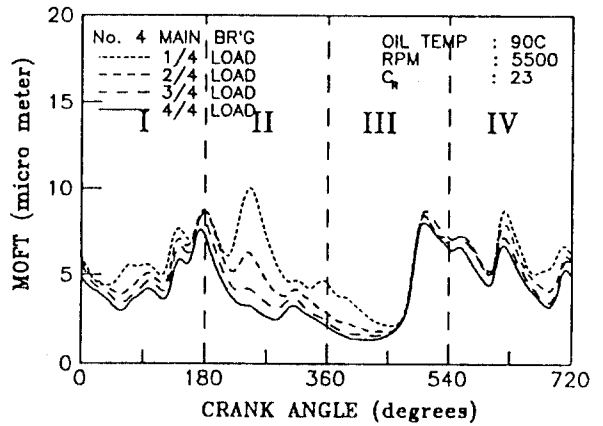
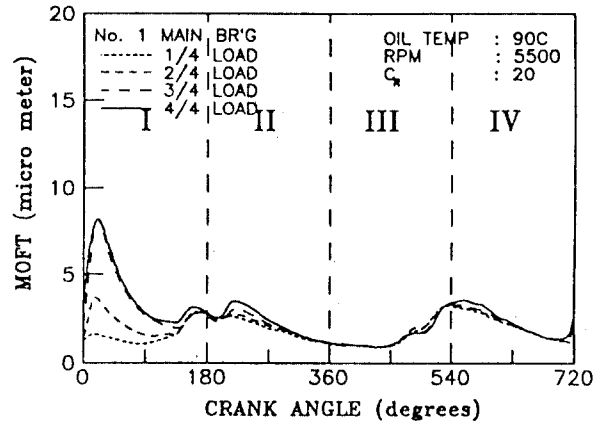


그림.18 엔진 부하 증가에따른 MOFT 곡선

문에 정정보로 가정한 계산으로 베어링의 성능을 예측하는데에는 한계가 있다.

특정 회전속도에서의 진동

1번 베어링의 경우 엔진 회전속도에 따른 MOFT의 측정 결과 및 이론 해석은 모든 회전속도 영역에서 잘 일치 하였지만, 2500-3500 rpm의 특정 엔진 회전속도에서는 그림.21과 같이 3번 및 2번 연소실 폭발영역인 180° 및 540° 에서 큰 차이를 보이고 있다. 그림.22는 각 연소실의 폭발 행정에서 축 중심의 위치 및 이동방향을 나타내고있다. 180° 및

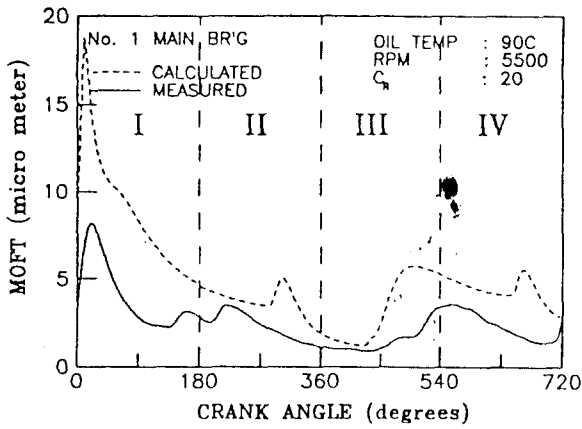


그림.19 MOFT 계산값과 측정값의 비교 (1번, 5번 베어링, 5500 rpm)

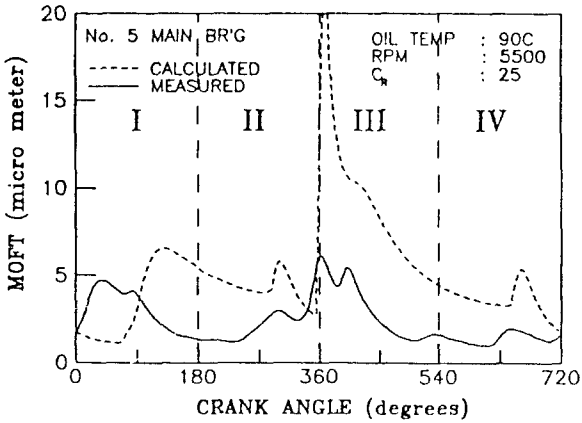


그림.20 엔진 부하 증가에따른 MOFT 계산값 (4번 베어링, 5500 rpm)

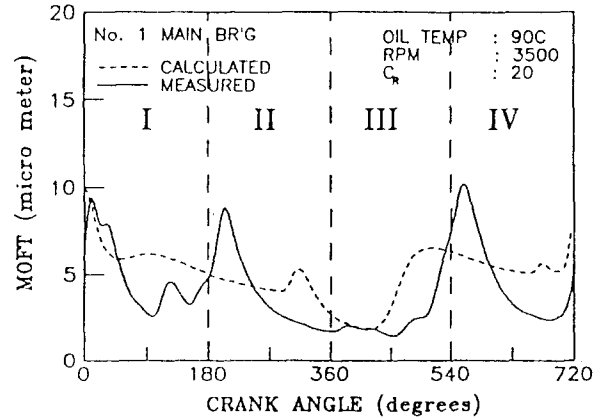
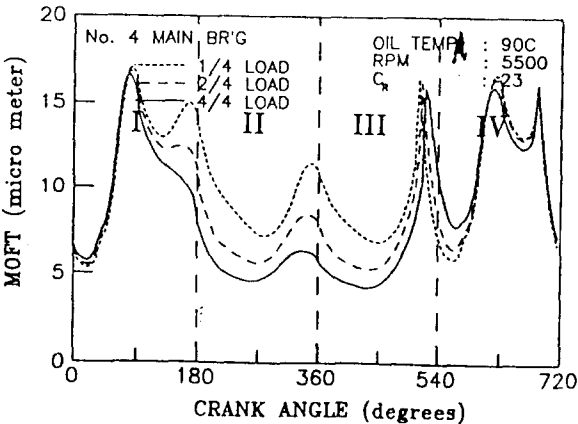


그림.21 MOFT 측정값과 계산값의 비교 (1번 베어링, 3500 rpm, WOT)

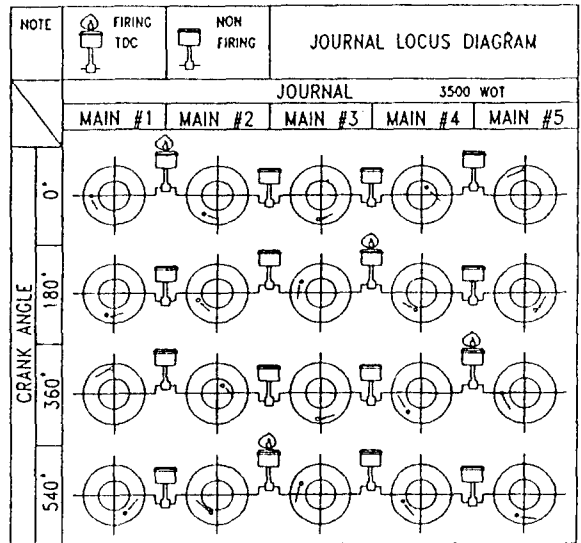


그림.22 피스톤 상사점에서의 계산된 축 궤적

540°에서 1번 저널의 중심은 베어링 하부에 위치하고 있으며, 폭발력만이 전달된다면 유막이 작아지는 방향으로 축 중심이 이동할 것이고, 그림.21과 같은 유막 급증 현상은 발생하지 않을 것이다. 이로부터, 180° 및 540°에서의 유막 급증 현상은 크랭크샤프트 진동의 영향이 베어링에 전달되어진 것으로 추측할 수 있다.

그림.23은 3500 rpm에서 엔진 부하의 변화가 MOFT 곡선에 미치는 영향을 나타낸다. 180° 및 540°에서의 유막 급증 현상은 공회전 조건에서도 전부하와 동일하게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 결론적으로, 이와같은 현상은 엔진 부하에는 무관하게 특정 회전속도에서 나타나고 있으며 이는 연소 압력에 의한 크랭크샤프트의 휨 진동과는 무관함을 나타내며, 위의 결과와는 일치하지 않고 그 현상에 대한 원인은 불확실하다.

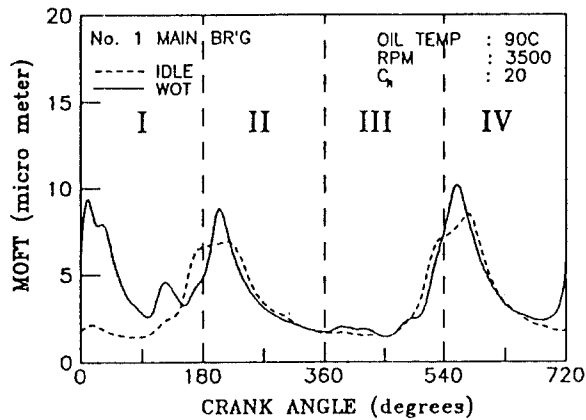


그림.23 MOFT 곡선의 엔진 부하 영향  
(1번 베어링, 3500 rpm)

오일 구루브의 영향

1번 베어링의 경우 엔진 회전속도 및 부하에 관계없이 (MOFT)min은 관성력이 지배적인 1번 연소실 흡입 행정에서 발생하였다. 해석 결과에서도 동일한 크랭크 각도에서 (MOFT)min이 발생하였으며, 그때의 베어링에 대한 축 궤적이 그림.24에 나타나 있다. (MOFT)min이 발생하는 크랭크 각도에서 축의 중심은 오일 구루브가 있는 베어링 상부에 위치하고 있음을 볼 수 있다.

그림.25는 오일 구루브가 없다고 가정하고 계산한 경우의 MOFT 곡선과 실험 값, 오일 구루브를 고려한 MOFT 곡선을 나타낸다. 오일 구루브가 없다고 가정하여 계산한 경우에는 (MOFT)min이 1번 연소실 배기행정인 270° 부근으로 이동됨을 볼 수 있다.

이상의 결과로부터, 시험 엔진의 경우 오일 구루브로 인한 하중 지지면적의 감소로 1번 베어링의 (MOFT)min이 흡입행정에서 발생하는 것으로 보인다.

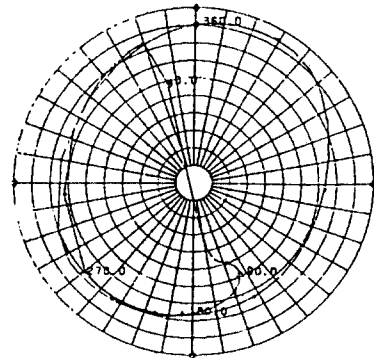


그림.24 베어링에 대한 축 궤적  
(1번 베어링, 5500 rpm)

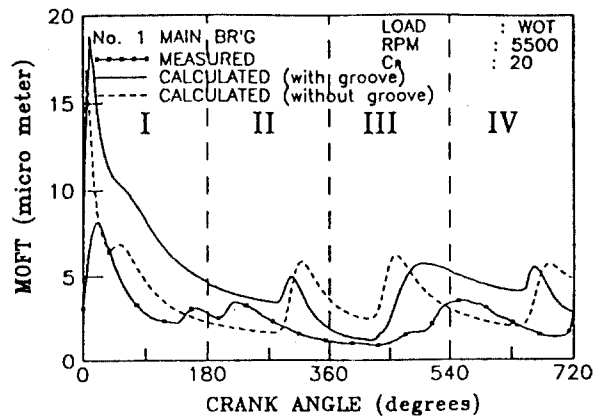


그림.25 오일 구루브 유. 무에 따른 MOFT 곡선  
(1번 베어링, 5500 rpm)

### 윤활유 점도의 영향

그림. 26은 윤활유의 온도변화가 MOFT 곡선에 미치는 영향을 보여준다. 윤활유의 점도가 증가하면 곡선의 최대 및 최소유막두께 발생위치는 그대로이고 전체적으로 위로 이동됨을 볼 수 있다. 이와 같이 점도의 변화는 베어링의 유막두께에 큰 영향을 미치는 외부인자임을 알 수 있으며, 이같은 효과를 정량적으로 나타내기 위하여 점도 변화에 대응하는  $(MOFT)_{min}$ 의 변화를 그림. 27에 나타내었다. 시험에 사용된 오일은 10W30 다급 점도계로서, 동 점성계수와  $(MOFT)_{min}$  간의 선형관계가 적은것으로 판단된다. 이는 중합체가 첨가되어있는 다급 점도

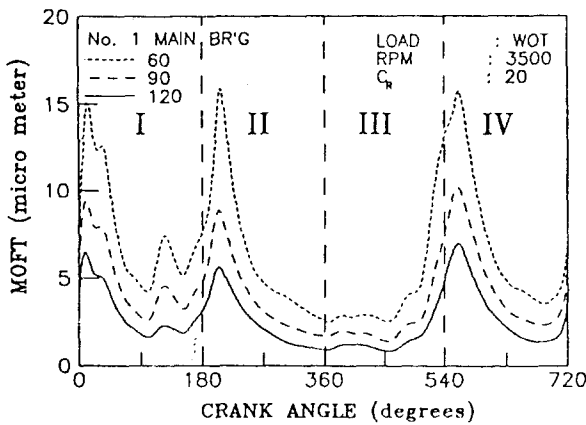


그림. 26 윤활유 점도 증가에따른 MOFT곡선의 변화 (1번 베어링, 3500 rpm)

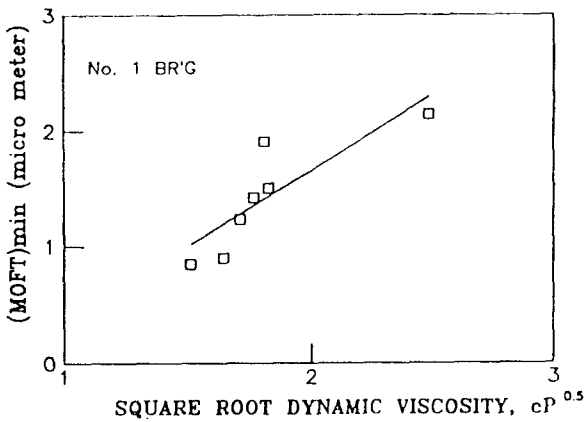


그림. 27 윤활유 점도와  $(MOFT)_{min}$  값의 관계

계 오일에서 점도는 전단율에 의하여도 영향을 받기때문으로 알려져 있으며, 엔진 운전중 베어링의 전단율을 정확히 측정하는것은 베어링 성능에 영향을 미치는 엔진 오일의 특성을 분류하는데있어 매우 중요한 관심사이다. 메인 베어링의 최대 전단율  $\gamma_M$ 은 다음과 같이 베어링 최소유막두께로부터 구해진다.

$$\gamma_M = V_m/h_m \quad , \quad V_m = 2\pi RN/60$$

where  $\gamma_M$  is maximum shear rate in  $s^{-1}$ ,  
 $R$  is radius of the journal,  
 $N$  is engine speed.

유막두께 측정값을 윗식에 대입함으로써 최대전단율  $\gamma_M$ 을 얻을수있다. 표. 4 에는 3번 메인 베어링의 각 운전조건에 대한  $(MOFT)_{min}$  및 발생 각도  $\theta_m$ , 최대 전단율의 최대값  $(\gamma_M)_{max}$ 를 나타내었다. 통상적인 운전조건에서도 최대 전단율은  $10^6 s^{-1}$ 이며, 4500 rpm, 오일 온도 120°C 이상의 운전 조건에서는 최대 전단율이  $10^7 s^{-1}$  수준임을 알 수 있다.

Table. 5 MEASURED  $(MOFT)_{min}$  AND  $(\gamma_M)_{max}$  at No. 3 main bearing

ENGINE SPEED (RPM)	OIL TEMP. (°C)	$(MOFT)_{min}$ ( $\mu m$ )	$\theta_{min}$ (°)	$(\gamma_M)_{max}$ ( $\times 10^6 s^{-1}$ )
1500	90	0.92	571	3.84
2500	90	1.46	437	4.04
3500	90	1.12	453	7.36
4500	90	0.62	479	17.10
5500	90	0.45	167	28.80
3500	60	1.42	453	5.81
3500	120	0.77	449	10.71
5500	120	0.31	169	41.80

### 結論

엔진 베어링의 동적 특성을 연구하기 위하여 크랭크샤프트의 5개 메인 베어링 모두의 MOFT를 TCM으로 측정하였다. 시험의 신뢰성을 향상시키기 위하여 베어링 틈새, 윤활유 공기흡입, 캐비테이션의 영향을 검증하였고, 베어링 틈새 선정이 시험의 신뢰도에 가장 큰 영향을 미치는 인자임을 확인하고

TCM에 적합한 틈새 결정 방법을 제시하였다. 크랭크샤프트의 구조물을 정정보로 가정한 계산은 타당하지 않으며, 진동 및 불균일한 베어링계의 하중분포가 고려 되어야함을 알 수 있었다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 1.5 리터, 직렬 4기통 가솔린 엔진의 크랭크샤프트 5개 메인 베어링의 최소유막두께를 TCM(Total Capacitance Method)으로 측정 하였다.
2. TCM에서 베어링 틈새 설정이 실험의 신뢰도에 가장 큰 영향을 미치며, 실제 베어링 형상을 고려하여 틈새값을 설정 하여야한다. Cr2값으로 틈새값을 설정한 경우에 시험 오차를 최소화 할수있었다.
3. 캐비테이션 발생은 시험의 신뢰도에 미치는 영향이 적으며, 윤활유로의 공기 흡입량을 측정하고 이를 고려 하여야한다.
4. 메인 베어링의 MOFT 특성은 크랭크샤프트 진동 및 각 베어링간의 하중 분포의 불균형으로 매우 복잡한 양상을 띠고있으므로, 정정보로 가정한 계산으로 베어링 성능을 예측하는데는 한계가있다.
5. 3번 베어링의 경우 5500 rpm, 오일 온도 120°C 일때 (MOFT)min 은 0.3 $\mu$ m 이었고, 이에 대응하는 최대전단율은 4.18\*10<sup>7</sup> S<sup>-1</sup> 로 측정되었다.

#### 參考 文獻

1. J.M.Stone and A.F.Underwood, Load Carrying Capacity of Journal Bearings, SAE Quarterly Transactions, 1, 1947, p.56
2. M.Ishihama, Y.Hayashi and T.Kubozuka, An Analysis of the Movement of the Crankshaft Journals during Engine Firing, SAE paper No. 810771
3. 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
4. A.M.Schilowitz and J.L.Waters, Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine - Part IV:Measurements in a Vehicle on the Road, SAE paper No. 861561
5. 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
6. James A.Spearot and Chester K.Murphy, A Comparison of the Total Capacitance and Total Resistance Techniques for Measuring the Thickness of

Journal Bearing Oil Films in an Operating Engine, SAE paper No. 880680

7. M.S.Filowitz, W.H.King, J.K.Appeldoorn, "Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine", SAE paper No. 820511
8. F.W.Oc'virk "Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings" NACA Technical Note 2808, Oct. 1952
9. 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
10. 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
11. 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
12. 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
13. 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
24. P.K.Goenka and Fohit S.Paranjpe, "A Review of Engine Bearing Analysis Method at General Motors", SAE paper No. 920489

APPENDIX TOTAL CAPACITANCE CALCULATION WHEN CAVITATION HAPPENS

When cavitation happens at the oppisite side of minimum oil film, measured capacitance can be obtained as follows.

$$C = \int \frac{kE}{h} dA = \int_{A_{air}} \frac{kE_{air}}{h} dA + \int_{A_{oil}} \frac{kE_{oil}}{h} dA$$

where  $h = C_R(1+\epsilon\cos\theta)$   
 $dA = WRd\theta = (A/2\pi)d\theta$

$$\begin{aligned} C &= \int_0^{\Phi/2} \frac{kAE_{air}}{2\pi C_R(1+\epsilon\cos\theta)} dA + \int_{\Phi/2}^{2\pi-\Phi/2} \frac{kAE_{oil}}{2\pi C_R(1+\epsilon\cos\theta)} dA + \int_{2\pi-\Phi/2}^{2\pi} \frac{kAE_{air}}{2\pi C_R(1+\epsilon\cos\theta)} dA \\ &= \frac{kAE_{air}}{2\pi C_R} \int_0^{2\Phi} \frac{d\theta}{1+\epsilon\cos\theta} dA + \frac{kAE_{oil}}{2\pi C_R} \int_{2\Phi}^{2\pi-2\Phi} \frac{d\theta}{1+\epsilon\cos\theta} dA \\ &\quad + \frac{kAE_{air}}{2\pi C_R} \int_{2\pi-2\Phi}^{2\pi} \frac{d\theta}{1+\epsilon\cos\theta} dA \\ &= \frac{kAE_{air}}{\pi C_R(1-\epsilon^2)^{1/2}} \left[ \tan^{-1} \frac{(1-\epsilon)\tan(\Phi/4)}{(1-\epsilon^2)^{1/2}} + \pi - \tan^{-1} \frac{(1-\epsilon)\tan(\pi-\Phi/4)}{(1-\epsilon^2)^{1/2}} \right] \\ &\quad + \frac{kAE_{oil}}{\pi C_R(1-\epsilon^2)^{1/2}} \left[ \tan^{-1} \frac{(1-\epsilon)\tan(\pi-\Phi/4)}{(1-\epsilon^2)^{1/2}} - \tan^{-1} \frac{(1-\epsilon)\tan(\Phi/4)}{(1-\epsilon^2)^{1/2}} \right] \end{aligned}$$