

〈논문〉 SAE NO. 943738

윤활유의 유동특성이 기관 저어널 베어링의 유막두께에 미치는 영향

The Effect of Oil Rheology on Film Thickness in
Engine Journal Bearing

이동호,* 장병주**
D. H. Lee, B. J. Chang

ABSTRACT

Effects of Newtonian and non-Newtonian oils on minimum oil film thickness in engine journal bearing were investigated at various oil viscosities. The influence of oil viscosity and engine operating conditions on minimum oil film thickness of main bearing and con-rod bearing was examined.

Minimum oil film thickness for Newtonian oils increased uniformly with kinematic viscosity. But the correlation between kinematic viscosity and minimum oil film thickness was very poor for non-Newtonian oils. According to the straight-line regression analysis for non-Newtonian oils, high temperature high shear viscosity at $1 \times 10^6 \text{ Sec}^{-1}$, 150°C increased the coefficient of determination from 0.41 to 0.77.

Con-rod bearing showed better correlation between minimum oil film thickness and engine operating conditions than main bearing.

주요기술용어 : Oil Rheology(오일유동), Coefficient of Determination(결정계수), Minimum Oil Film Thickness(최소윤막두께), Total Capacitance Method(전용량측정법), High Temperature High Shear Viscosity(고온고전단점도)

1. 서 론

기관윤활유의 점도는 베어링의 마찰력 손실에 큰 영향을 끼치게 되고 결과적으로 기관의 연비(fuel economy)와 직접적인 관련이 있게된다. 윤활유의 점도를 감소시킬수록 연비는 향상되나 윤활유의 점도가 유체윤활 영역을 넘어서는 한계점 이하로 떨어질 염려가 있다.¹⁾ 기관의 운전이 유체윤활 영역내에서 확실하게 이루어지도록 하

기 위해서는 윤활유의 유동학적 성질과 베어링 성능간의 상관관계를 연구할 필요가 있으며 이를 이론적으로 밝히기에는 아직 어려움이 많기 때문에 실험에 의한 통계적인 방법이 많이 사용되고 있다.^(1,2) 많은 실험결과 Newtonian오일의 경우는 베어링의 유막두께값이 단순히 윤활유의 동점도에 비례함이 밝혀졌다.^(2,5) 그러나 폴리머(polymer)가 첨가된 오일은 non-Newtonian유체로서 그들의 점도는 전단율이 높은 곳에서는 폴리머의

* 정희원, 연암공업전문대학 금형설계학과

** 정희원, 울산대학교 기계공학과

전단으로 감소되며 이러한 성질은 연비를 향상시키고 저온시동을 쉽게하는 등 잇점이 많은 반면 고온의 기관베어링에서는 전단으로 인한 점도감소가 유막을 감소시켜 베어링의 하중전달 능력을 줄일 수 있다.⁽⁶⁾ 폴리머는 일반적으로 유용성의 유기성 중합체로 분자량이 대략 10,000-1,000,000 범위의 물질이다. 용해된 폴리머분자는 부풀어 오르며 이 부풀는 체적이 폴리머에 의한 점도증가 정도를 결정한다. 온도가 높을수록 부풀는 체적은 커지게되며 따라서 점도를 높이는 효과도 크게 되어 결과적으로 온도상승에 따른 오일의 점도감소 경향을 줄여준다.⁽⁷⁾ 그러나 폴리머는 전단조건하에서 전단되며 분자량이 클수록 전단안정성이 떨어지고 이는 곧 윤활유의 점도감소를 초래한다. 이러한 특성을 갖는 non-Newtonian오일은 많은 실험과 이론적 연구에도 불구하고 베어링의 하중전달 능력과 윤활유의 점도 사이에 서로 상충되는 결과들을 보여주는 등 아직 확실한 관계정립을 못하고 있고 이는 폴리머의 유동학적 성질이 매우 복잡하기 때문으로 알려져 있다.⁽⁵⁾

본 논문에서는 작동되는 기관의 메인베어링에서 유동학적 성질이 서로 상이한 Newtonian오일과 non-Newtonian오일의 각종 점도가 최소 유막두께에 미치는 영향을 실험을 통해 구하고 통계적인 선형회귀분석(straight-line regression analysis)에서 그 상관관계의 정도를 나타내는 결정계수(coefficient of determination)를 이용하여 그 상관정도를 용이하게 비교할 수 있도록 하였으며 덧붙여 메인베어링에서의 유막두께와 con-rod 베어링에서의 유막두께와의 특성차이를 밝히고자 하였다.

2. 실험

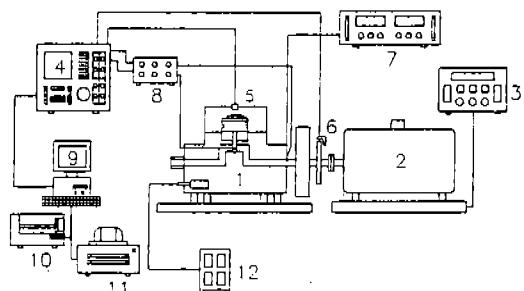
2.1 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 주요 실험장치는 기관, 동력계, 오일온도 제어장치, 정전용량측정법에 의한 유막측정장치, 자료취득장치 등으로 구성되어 있으며 Table 1에 실험에 사용한 기관의 제원을, Fig. 1에 실험장치에 대한 개략도를 나타내었다. 정

전용량측정법(total capacitance method)⁽⁸⁾을 적용하기 위하여 기관의 메인베어링에서는 기관 전면의 크랭크축 메인베어링용 부싱(bushing)의 바깥면을, con-rod에서는 대단부 저어널 베어링 캡의 안쪽면을 각각 0.14mm 깎아내고 절연지를 끼워으로서 베어링이 기관본체와 완전히 절연이 되도록 하였다.⁽⁵⁾ 베어링과 크랭크축 사이에 미량의 교류전압을 부과하여 기관운전 중에 베어링과 크랭크축 사이의 윤활유막 두께에 의해 변화되는 정전용량(capacitance)과 관련된 전압신호를 얻고 이를 개인용 컴퓨터에 입력하여 이미 알고있는 정전용량과 전압과의 관계식에 대입하여 정전용량값을 구하였다. 최소유막 h_{min} 은 정전용량값 c 를 알면 다음 관계식에서 계산될 수 있다.^(2, 8)

Table 1 Specification of test engine

Contents	Specification
Type	4 stroke, 1 cylinder gasoline engine
Bore×Stroke	85mm×82.5mm
Piston displacement	470cc
Rated power output	2.2kw at 1500rpm
Compression ratio	5 : 1



- | | |
|--------------------------|------------------------------|
| ① Engine | ⑦ Function generator |
| ② Dynamometer | ⑧ Oil film measuring unit |
| ③ Dynamometer controller | ⑨ Personal computer |
| ④ Digital oscilloscope | ⑩ Plotter |
| ⑤ Pressure transducer | ⑪ Print |
| ⑥ Crank angle marker | ⑫ Oil temperature controller |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

$$h_{sin} = S \{ 1 - [(kA\epsilon/Sc)^2]^{1/2} \}$$

여기서 S 는 베어링의 반경방향 간극이며 ϵ 는 윤활유의 정전상수(dielectric constant)를 나타낸다. 또한 k 는 자유공간의 permittivity, A 는 베어링의 면적이다.

베어링의 유막두께 그래프는 10개의 연속된 사이클을 평균하여 한개의 사이클그래프를 얻고 이같이 얻은 연속되지 않은 3개 사이클그래프에서의 최소 유막값을 평균하여 하나의 값으로 결정함으로서 실험에 의한 오차의 가능성을 최소화하였다.

2.2 사용 윤활유

실험에 사용된 윤활유는 총 12종으로 이들 윤활유의 점도분석 결과는 Table 2와 같다. 이중 oil code A~E까지의 5종은 Newtonian오일로 점도가 서로 다른 제품이며 F~L까지의 나머지 7종은 온도변화에 따른 점도변화폭을 줄이기 위해

점도지수향상제(viscosity index improver)로 폴리머(polymer)를 첨가한 non-Newtonian성질을 갖는 제품들이다.

Newtonian유체와 non-Newtonian유체의 구분은 전단응력 또는 전단율과 점도가 관계가 있느냐 없느냐에 따라 결정된다. Fig.2와 같이 non-Newtonian오일은 전단율에 따라 점도가 달라진다.

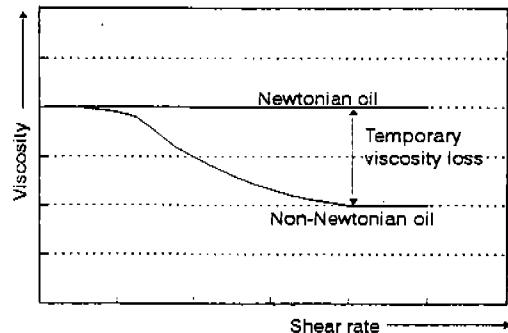


Fig.2 The influence of shear rate on the viscosity for Newtonian and non-Newtonian oils

Table 2 The properties of test oils

Oil code	VII ^{a)} type	Kinematic viscosity(cSt) ^{b)}			Viscosity index	HTHS ^{c)} viscosity at 150°C, $1 \times 10^6 \text{ Sec}^{-1}$ (cP)	CCS ^{d)} viscosity at -20°C (cP)
		40°C	100°C	150°C			
A	-	37.39	6.36	2.79	121	2.32	-
B	-	63.69	8.86	3.60	114	2.92	-
C	-	98.74	11.60	4.38	105	3.55	-
D	-	143.46	14.62	5.31	101	4.18	-
E	-	205.90	18.49	6.24	99	4.66	-
F	OCP	61.95	10.21	4.37	152	2.8	2650
G	DOCP ^{e)}	63.34	10.68	4.67	160	3.42	1850
H	OCP	71.34	11.32	4.61	151	3.31	2450
I	OCP	92.80	14.13	5.67	157	3.51	2950
J	OCP	92.99	14.59	5.73	163	3.60	2950
K	OCP	105.3	14.68	5.61	144	3.73	2900
L	OCP	101.87	16.18	6.35	170	3.90	2400

a) VII : Viscosity index improver

b) By ASTM D445

c) HTHS : High temperature high shear, by ASTM D4624

d) CCS : Cold craking simulator, by ASTM D2602

e) (D)OCP : (Dispersant) olefin copolymer

3. 실험결과 및 고찰

3.1 점도에 따른 최소 유막

Table 2에 나와 있는 기관 윤활유의 점도는 측정하는 방법에 따라 크게 2가지로 나눌 수 있다. 그 한가지는 모세관(capillary)을 이용하는 방법으로 이는 일정한 온도에서 작은 오리피스(oriificial)를 통해 규정된 양의 유체가 흘러가는 데 걸리는 시간을 측정하는 방법이다. 이 방법에는 다시 일정 직경의 오리피스를 통해 유체 자신의 비중으로 흘러가게 하는 방법이 있으며 이때는 전단율이 100Sec^{-1} 이하의 저전단 조건이다. 이렇게 측정된 것이 기관 윤활유의 점도 구분시 가장 보편적으로 사용되는 동점도(kinematic viscosity)이다. 모세관을 이용하는 또 한가지 방법은 기체의 압력을 적용해서 규정된 유체가 작은 직경의 유리모세관을 통과하도록 하는 방법으로 이때는 전단율을 10^6 Sec^{-1} 까지 변화시킬 수 있다. 이 점도는 150°C 의 고온에서 주로 측정되므로 고온고전단점도(high temperature high shear viscosity)라 한다. 모세관을 이용하지 않는 기관 윤활유 점도측정방법으로는 유체흐름의 저항에 따라 회전하는 축의 토오크가 면하도록 한 것으로 저온에서 기관의 시동성을 나타내기 위해 온도 $0^\circ\text{C} \sim -40^\circ\text{C}$, 전달율 $10^4 \sim 10^5\text{ Sec}^{-1}$ 에서 점도를 측정하는 저온고전단 점도측정방법(cold craking simuulater test)과 오일의 펌핑성능(pumpability)을 측정하기 위해 오일이 흐르는데 필요한 최소 응력을 측정하는 방법, 회전자와 고정자 사이의 작은 틈새를 이용하여 고전단율하에서 점도를 측정하는 방법 등이 있다.

3.1.1 고온저단점도와 최소 유막두께

기관 윤활유의 점도로서 가장 보편적으로 사용되는 것은 100°C 온도의 저전단하에서 측정되는 동점도이다. Fig.3은 Newtonian 및 non-Newtonian오일에 대해 메인베어링에서 100°C 에서의 저전단 동점도와 유막두께와의 상관관계를 나타낸 그래프이다. 여기서 단순회귀분석의 두 변수간의 상관관계 정도를 나타내는 결정계수를 구해보면 Newtonian오일에서는 $R^2=0.83$ 으로 유막두께는 100°C 동점도와 밀접한 관련이 있음을 쉽게 알 수

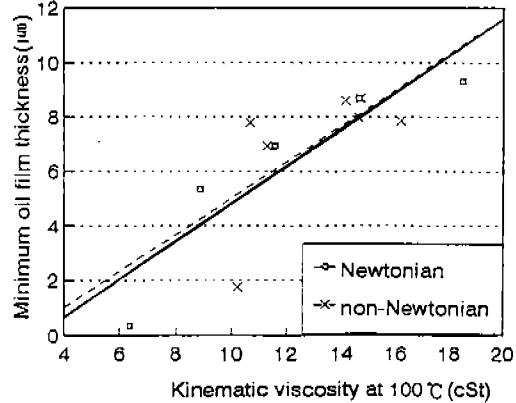


Fig.3 The correlation between minimum oil film thickness and kinematic viscosity at 100°C

있다. 그러나 non-Newtonian오일에서는 결정계수 $R^2=0.41$ 로서 100°C 에서의 동점도와 유막두께간의 상관성이 매우 떨어지며 100°C 의 저전단 조건에서 측정된 동점도가 기관베어링의 유막두께를 나타내는데 적합하지 않음을 말해주고 있다. 또한 Fig.3에서 동일한 점도를 갖는 Newtonian오일과 non-Newtonian오일의 최소 유막두께를 비교하여 보면 어느 쪽이 더 큰 값을 가진다고 쉽게 결론짓기 곤란함을 알 수 있다. 이는 폴리머의 전단에 의한 점도감소 효과와 폴리머의 온도상승에 따른 점도변화를 줄이는 효과 중 어느 쪽이 더 클 것인가를 쉽게 결론지을 수 없다는 말과 일맥상통한다.

실제로 베어링이 작동되는 온도는 대략 150°C 정도로 알려져 있다.^(2,3) 따라서 기관 윤활유의 동점도를 150°C 에서 직접 측정하여 이 동점도와 최소 유막두께간의 상관관계를 확인하였다. 이를 나타낸 것이 Fig.4로 선형회귀방정식의 결정계수를 보면 Newtonian오일은 $R^2=0.86$ 으로 100°C 동점도에서와 유사한 값이며 non-Newtonian오일 역시 $R^2=0.41$ 로 100°C 에서의 값과 동일하다. 동점도의 측정온도를 150°C 로 높여도 이 동점도와 유막두께간의 상관관계는 향상되지 않음을 보여준다. 이로서 non-Newtonian오일은 저전단 조건에서는 점도의 측정온도의 높고 낮음에 관계없이 동점도와 최소 유막간의 상관관계가 매우 낮음을

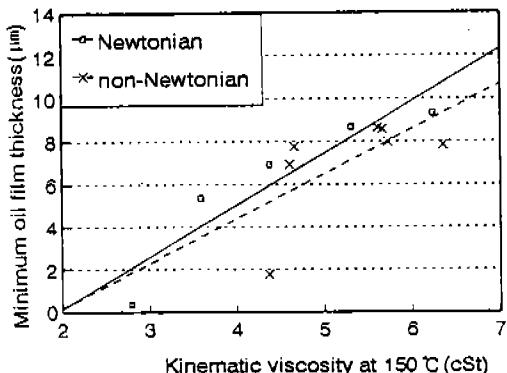


Fig.4 The correlation between minimum oil film thickness and kinematic viscosity at 150 °C

알 수 있다.

3.1.2 고온고전단점도와 최소 유막두께

100°C의 동점도계에서 측정되는 점도는 실제 베어링의 작동조건에 비해 측정온도와 전단율이 매우 낮다. 기관 베어링의 유막두께와 점도와의 상관성은 실제 기관이 작동되는 조건에 가까운 조건에서 측정된 점도일수록 그 상관성이 커질 것이며 기관 베어링은 대개 150°C의 온도와 10^6 sec^{-1} 의 고전단하에서 작동되는 것으로 알려져 있다. (25) 비교적 낮은 전단율과 상대적으로 낮은 온도에서 측정된 100°C 동점도에 기초를 둔 동일한 점도를 갖는 non-Newtonian오일과 Newtonian오일을 비교시 작동되는 기관내에서 어느편이 보다 더 큰 최소유막을 가질 것인가를 판단하는 것은 용이하지 않다. 이론적으로 말하면 non-Newtonian오일이 Newtonian오일보다 작동기관의 높은 온도에서 보다 더 높은 점도를 가지며 따라서 더 큰 유막을 가질 것이다. 이를 나타낸 것이 Fig.5이다.⁽⁵⁾ 그러나 non-Newtonian오일은 앞의 Fig.2에서 보았듯이 고전단율에서 점도가 감소한다. 따라서 non-Newtonian오일의 풀리미 작용으로 인한 온도상승에 따른 점도감소를 줄이는 효과가 고전단 상태하에 있는 오일의 전단으로 인한 점도감소 효과보다 클 것인지 작을 것인지가 문제이다. 이를 확인하기 위해 고온고전단하에서 측정한 점도와 최소 유막두께와의 상관관계 수립을 시도하고 그 결과를 Fig.6에

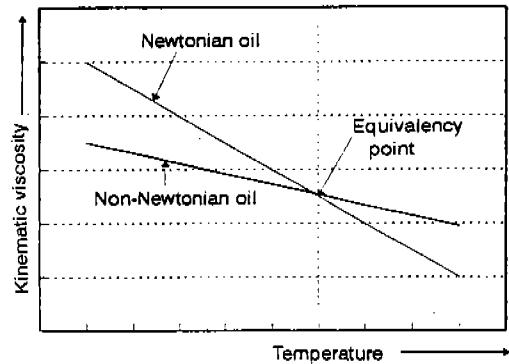


Fig.5 A comparison of viscosity changes with temperature for Newtonian and non-Newtonian oil

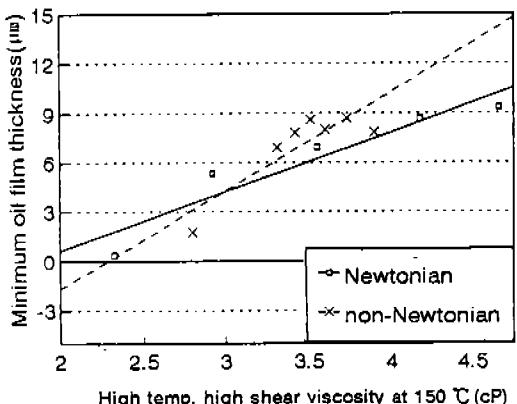


Fig.6 The correlation between minimum oil film thickness and high temperature high shear viscosity at $1 \times 10^6 \text{ sec}^{-1}$, 150°C

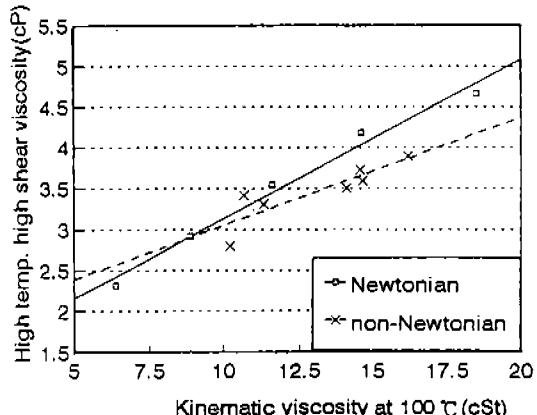


Fig.7 The correlation between high temperature high shear viscosity at $1 \times 10^6 \text{ sec}^{-1}$, 150 °C and kinematic viscosity at 100°C

나타내었다. Newtonian오일의 경우는 동점도와의 상관성에서 이미 예상할 수 있었던 바와 같이 고온고전단점도와 최소 유막두께의 상관성은 결정계수 $R^2=0.90$ 으로 100°C 동점도에서의 상관성 $R^2=0.83$ 보다 다소 향상되었다. Non-Newtonian 오일의 경우는 단순회귀분석에서 결정계수 $R^2=0.77$ 로서 그 상관성이 100°C 동점도와 최소 유막 두께간의 결정계수 $R^2=0.41$ 보다 대폭 증가한 것으로 나타났다. 이로서 Non-Newtonian오일의 유막두께는 100°C 의 동점도와의 상관성은 매우 낮으나 고온고전단하에서 측정된 점도와는 대단히 밀접한 관련성이 있으며 따라서 Non-Newtonian오일의 경우는 고온고전단하에서 측정된 점도로서 베어링의 유막두께를 예측하는 것이 타당하다고 볼 수 있다.

Fig.7은 실험에 사용한 5종의 Newtonian오일과 7종의 Non-Newtonian오일에 대해 각각 고온고전단점도와 100°C 동점도와의 상관관계를 나타낸 것이다. Newtonian오일의 경우는 단순회귀분석에서 상관성을 나타내는 결정계수 $R^2=0.98$ 로서 100°C 의 동점도와 고온 고전단점도가 선형적으로 비례한다고 볼 수 있다. 이로서 100°C 의 저전단 조건에서 측정한 동점도와 150°C 의 고전단조건에서 측정한 점도 사이에는 선형적인 비례관계가 있으므로 전단율이 점도에 영향을 주지 못함을 알 수 있다. 반면 Non-Newtonian오일의 경우는 결정계수 $R^2=0.76$ 으로서 그 상관성이 Newtonian 오일의 $R^2=0.98$ 보다 크게 낮은 값으로 100°C 의 저전단 조건에서 측정한 동점도와 상대적으로 고온고전단인 150°C , $1 \times 10^6 \text{ Sec}^{-1}$ 에서 측정한 점도 사이에 관련성이 있긴하나 그렇게 밀접하지 않으며 이것은 바로 Non-Newtonian오일에 포함된 폴리머의 전단으로 인한 점도감소 효과 때문일 것이다. 작동되는 기관에서 크랭크각도의 함수로 나타난 최소 유막의 값을 알면 어떤 주어진 각도에서 최대 전단율을 계산할 수 있고 이 전단율은 점도가 전단율에 의해 영향을 받는 폴리머를 포함하고 있는 Non-Newtonian 오일에서 특히 중요한 의미를 갖는다. 1종의 Non-Newtonian 대해 오일에 대해 1사이클간의 유막두께의 변화와 그 때의 전단율 변화를 Fig.8에 나타내었다. 전단율은

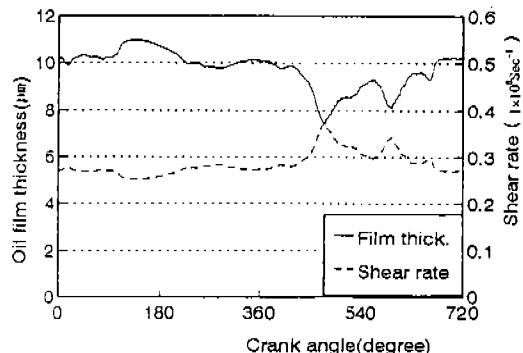


Fig.8 Dependence of minimum oil film thickness and maximum shear rate on crank-angle

다음 식에서 구해진다.^(2, 9)

$$\gamma_M = V_m / h_m$$

여기서 $V_m = 2\pi RN/60$ 이고 γ_M 은 최대전단율, R은 저어널의 반경, N은 기관의 회전수를 가리킨다. Fig.8에서 이 사이클 동안의 최소 유막은 $7.43 \mu\text{m}$ 이고 여기에 해당되는 최대 전단율은 $0.37 \times 10^6 \text{ Sec}^{-1}$ 이었다. 이 전단율 값은 최근의 각종 연구 결과^(1, 11)에서 나타난 $1 \times 10^7 \text{ Sec}^{-1}$ 정도보다 낮은 값으로 이는 시험기관이 단기통이며 유막 측정시 크랭크축의 회전수가 높지 않았기 때문에 전단 효과 역시 낮았던 것으로 보인다.

3.2 메인베어링과 con-rod베어링 유막의 특성

3.2.1 운활유 점도의 영향

메인베어링 유막과 con-rod베어링 유막과의 차이는 con-rod베어링의 경우 연소실의 폭발압력이 피스톤 및 con-rod를 통해 직접 베어링에 전달되는 반면 메인베어링은 상대적으로 간접적인 힘이 베어링에 전달된다고 볼 수 있다. 따라서 운활유의 점도, 기관의 운전조건 등 각종 변수에 대한 유막두께의 영향을 con-rod축 베어링이 메인베어링축보다 더 많이 받을 것으로 예상할 수 있다. 이를 Newtonian오일에 대해 100°C 동점도를 변수로 해서 나타낸 것이 Fig.9이다.

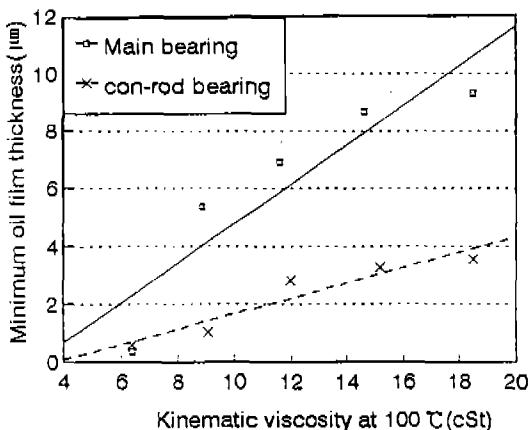


Fig.9 A comparison of viscosity influence for main and con-rod bearing minimum oil film thickness.

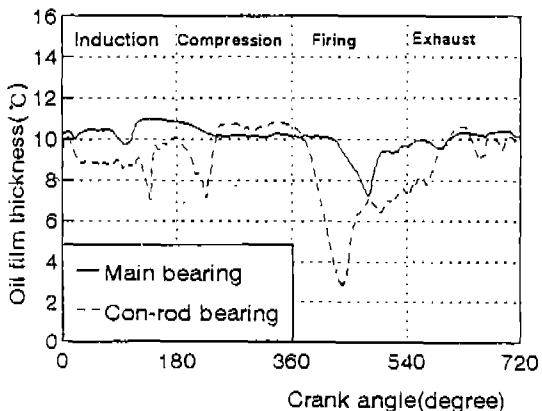


Fig.10 A comparison of oil film thickness for main and con-rod bearing on crank-angle

Fig.9에서 점도변화와 최소 유막두께 변화간의 상관성을 나타내는 결정계수를 구해보면 con-rod베어링에서는 결정계수 $R^2=0.90$ 인 반면 메인 베어링에서는 앞에서 보았듯이 $R^2=0.83$ 으로 con-rod측이 상관성이 더 있음을 알 수 있다.

Fig.10은 메인베어링과 con-rod베어링에서 동일한 조건에 측정한 크랭크각도에 따른 1사이클 간의 유막두께 형태를 나타낸 것이다. 이를 보면 최소 유막과 최대 유막의 편차가 con-rod측이 메인베어링측에 비해 훨씬 더 크고 크랭크축회

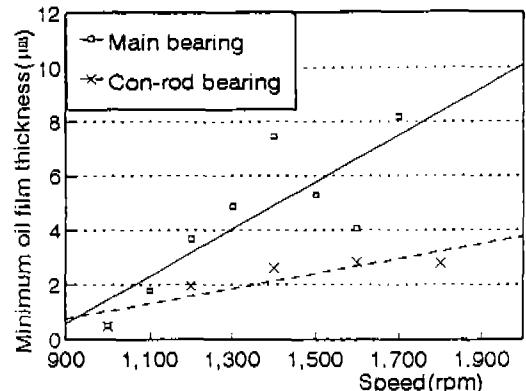


Fig.11 A comparison of the speed influence for main and con-rod bearing minimum oil film thickness

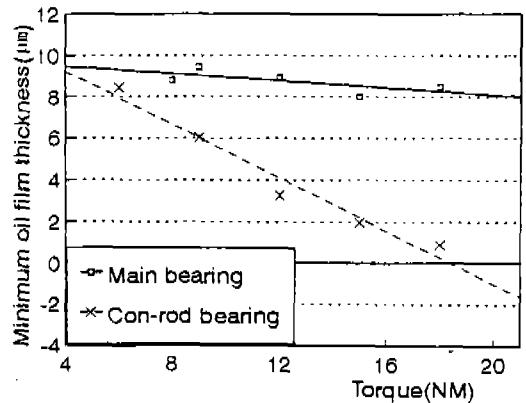


Fig.12 A comparison of the torque influence for main and con-rod minimum oil film thickness

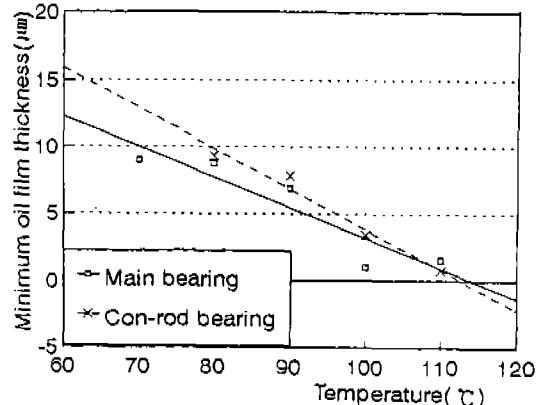


Fig.13 A comparison of the oil temperature influence for main and con-rod bearing minimum oil film thickness

천각도에 따른 유막의 변화도 훨씬 더 민감함을 알 수 있다. 또한 전 사이클에 걸친 최소 유막도 con-rod축이 메인축 보다 더 작은 값이다. 이로서 메인베어링축 보다는 con-rod축 베어링이 유체 윤활 상태가 깨어지고 금속이 직접 접촉되는 경계윤활 상태로 발전될 가능성이 더 많으며 따라서 메인베어링축 보다 con-rod베어링축이 기관운전에 있어 더 가혹한 조건임을 알 수 있다.

3.2.2 기관 운전조건의 변화

100°C에서의 동점도가 11.6cSt인 동일한 Newtonian오일로 메인베어링과 con-rod베어링에서 기관의 운전조건 즉 크랭크축 회전수, 기관부하, 윤활유의 온도 등의 변화에 따른 최소 유막두께의 영향을 비교하였다. 측정된 절대값을 직접 비교하기에는 실험오차가 있을 수 있겠으나 경향성을 비교하는 것은 가능할 것이다. Fig.11을 보면 크랭크축 회전수의 증가에 따라 메인 및 con-rod 베어링의 최소유막이 증가하고 있으며 con-rod 축이 크랭크축 회전수 증가에 따른 최소 유막 증가정도는 메인베어링축보다 낮으나 크랭크축 회전수와 최소 유막의 상관정도를 나타내는 결정계수는 메인베어링축의 결정계수 $R^2=0.66$ 보다 더 높은 $R^2=0.77$ 이었다.

Fig.12는 기관 토크변화에 따른 최소 유막의 영향을 나타낸 것으로 메인베어링의 최소 유막은 토크변화에 대해 결정계수 $R^2=0.46$ 으로 낮은 상관성을 가지는 반면에 con-rod축의 최소 유막은 토크가 증가함에 따라 $R^2=0.96$ 으로 높은 상관성을 가지고 감소하였다.

Fig.13은 오일온도의 영향을 나타낸 것으로 그 결정계수가 메인베어링과 con-rod베어링에서 각각 $R^2=0.84$, $R^2=0.97$ 로 양축 모두에서 온도가 밀접한 관련성을 가지고 온도의 증가에 따라 최소 유막이 감소함을 보여주고 있다. 따라서 기관의 모든 운전조건 변화에 대해 con-rod축이 메인축 보다 더 큰 결정계수를 가지고 있으며 이는 곧 운전조건 변화와 유막두께와의 상관성이 더 높음을 말해준다.

4. 결 론

실험을 통해 윤활유의 점도가 기관 베어링의 최소 유막두께에 미치는 영향을 Newtonian오일과 non-Newtonian오일을 대비하여 평가하고 메인베어링과 con-rod베어링 유막의 특성 차이를 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 100°C의 저전단 조건에서 측정된 동점도와 최소 유막두께와의 상관성은 Newtonian오일의 경우 선형회귀분석에서의 결정계수 $R^2=0.83$ 의 관계를 가지고 선형적으로 비례하나 non-Newtonian오일의 경우는 결정계수 $R^2=0.41$ 로 그 상관성이 매우 낮았다.
- 2) Non-Newtonian오일의 경우 점도의 측정온도를 100°C에서 150°C로 높여도 저전단 조건에서 측정된 동점도는 최소 유막과의 상관성을 향상시켜주지 못했다.
- 3) 150°C, $1 \times 10^6 \text{ Sec}^{-1}$ 의 고온고전단 조건에서 측정된 점도와 최소 유막과의 상관성은 100°C, 저전단 조건에서 측정된 동점도와 최소 유막과의 상관성에 비해 Newtonian오일은 결정계수가 유사하나 non-Newtonian오일은 고온 고전단 조건에서의 결정계수가 $R^2=0.77$ 로 100°C에서의 $R^2=0.41$ 보다 대폭 향상되었다.
- 4) 메인베어링 유막과 con-rod 베어링 유막의 특성을 비교한 바 con-rod축이 오일점도 및 기관의 운전조건 변화에 대해 상관성이 더 높으며 1사이클 간의 유막두께의 변화폭도 더 크다.

참 고 문 헌

1. T.W.Bates, "Oil Rheology and Journal Bearing Performance : a Review", Lub. Sci. Vol. 2-2, pp156-161, 1987.
2. Terence W. Bates and Stephen Benwell, "Effect of Oil Rheology on Journal Bearing Performance Part3-Newtonian Oils in the Connecting-Rod Bearing of an Operating Engine", SAE Paper 880679.

3. F. Girshick and R.C.Craig, "Oil Film Thickness in a Bearing of Fired Engine Part3 : The Effects of Lubricant Rheology", SAE Paper 831691.
4. S.A.Cryvoff, J.A.Spearot and T.W.Bates, K.Engine Bearing Oil Film Thickness Measurement and Oil Rheology-an ASTM Task Force Report", SAE Paper 902064.
5. J.A.Spearot, C.K.Murphy and R.C.Rosenberg, "Measuring the Effect of Oil Viscosity on Oil Film Thickness in Engine Journal", SAE 831 689.
6. Richard C.Rosenberg, KThe Influence of Polymer Additives on Journal Bearing Performance", SAE Paper 750692.
7. Roger W.Watson and Thomas F.McDonnel Jr., "Additives-the Right Stuff for Automotive Engine Oils", SAE Paper 841208.
8. William H.King, "Method for Determining Minimum Lubricating Oil Film Thickness under Operating Engine Conditions Using Electrical Capacitance", U.S.Patent 4443754.
9. Terence W.Bates, Brian Williamson, James A. Spearot and Chester K.Murphy", A Correlation between Engine Oil Rheology and Oil Film Thickness in Engine Jornal BearingsL, SAE Paper 860376.
10. Michael L.McMillan and Chester K.Murphy, "Temporary Viscosity Loss and its Relationship to Journal Bearing Performance", SAE Paper 780374.
11. 최재곤, 이정현, 한동철, "엔진 메인베어링에서의 최소 유막두께에 관한 연구", 윤활학회지, Vol.8, No.2, Oct.1992.
12. Charles A.Bailey and Joseph S.Aarons, "The Lubricant Engineers Manual", United States Steel, 1971, First Edition, pp27-161.