

〈논문〉 SAE NO. 943749

커넥팅로드 베어링의 유팍두께에 미치는 기관 운전조건 및 윤활유의 영향 The Influence of Engine Operating Conditions and Lubricants on Oil Film Thickness of Engine Connecting Rod Bearing

이동호,* 장병주**
D. H. Lee, B. J. Chang

ABSTRACT

By applying of total electric capacitance method on engine connecting rod bearing during engine operating, the influence of engine operating conditions and lubricants on bearing oil film thickness was investigated. Minimum oil film thickness increases with kinematic viscosity, but as increasing of viscosity, the increasing ratio of film thickness is reduced. Also minimum oil film thickness increases with engine speed but there is a limit. Above this limit, film thickness decreases in opposition because of crankshaft inertia. As increasing of engine torque and oil temperature, minimum oil film thickness decreases linearly. For non-Newtonian oils, the correlation between 100°C kinematic viscosity and minimum oil film thickness is very poor.

주요기술용어 : Film Thickness(유팍막), Kinematic Viscosity(동점도), Electric Capacitance Method(정전용량측정법), Viscosity Index(점도지수), High Temperature High Shear Viscosity(고온고전단점도)

1. 서 론

기관의 출력을 증가시키고 저온시동을 용이하게 하며 연비를 향상시키는 등의 목적으로 기관의 윤활유는 점점 저점도화되는 경향을 보이고 있으며, 이는 메인 및 커넥팅로드 베어링 등의 마모를 증가시켜 내구성에 문제를 일으킬 수 있다. 특히 커넥팅로드 베어링은 내구성면에서 메인베어링보다 더 가혹한 경향이 있으므로 베어링의 성능을 평가하기 위한 연구에서 가장 관심을 많이 갖게 되는 부분으로 커넥팅로드 베어링의 신뢰성을 높이는 것은 자동차의 고성능, 경량화 및

소형화되는 최근의 경향으로 볼 때 자동차의 기관개발에서 대단히 중요한 일 중의 하나이다.⁽¹⁾

실험을 통해 기관베어링의 성능을 평가하기 위한 방법으로는 규정된 조건으로 운전한 기관에서 베어링을 분해하여 그 마모량을 측정하는 방법과 기관이 작동되고 있는 동안에 베어링과 축 사이의 유팍막 두께를 측정하는 방법이 있다. 그러나 베어링의 마모는 유팽막이 깨어짐으로써 발생되는 금속과 금속간의 마모에서뿐 아니라 윤활유의 산화로 인한 산화부식과 윤활유 자신의 화학적인 성질 등이 관련되어 발생되기 때문에 윤활유의 유동학적 성질을 해석하기 위해서는

* 정회원, 연암공업전문대학 금형설계학과

** 정회원, 울산대학교 기계공학과

윤활막의 두께를 측정하는 것이 보다 타당한 방법이다.⁽²⁾ 그렇지만 작동되는 기관의 커넥팅로드 베어링과 편심된 크랭크축 사이에 있는 윤활유의 유동학적 성질은 대단히 복잡하여⁽³⁾ 의미있는 유용한 정보를 얻기가 쉽지 않기 때문에 저어널 베어링의 성능에 미치는 윤활유 유동의 영향에 관한 실험자료가 매우 부족한 실정이다. 특히 온도 변화에 따른 점도 변화율을 줄이기 위해 윤활유에 폴리머(polymer)를 첨가한 non-Newtonian오일의 경우는 윤활유의 점도와 유막두께 사이의 실험들이 서로 상충되는 결과조차 보여 주고 있다. 이 이유는 폴리머의 복잡한 유동성질, 즉 긴 사슬구조를 한 분자(long chain molecule) 상호간의 운동방해와 사슬의 전단 등의 현상이 수반되기 때문으로 알려져 있다.⁽⁴⁻⁶⁾

윤활유의 점도는 기관의 모든 부분에 영향을 미치나 그 중 특히 베어링의 유막두께에 영향을 많이 주며 베어링들은 유체윤활 영역내에서 작동되도록 설계되어야 하고 윤활막은 정상운전되는 동안에는 회전하는 축과 베어링을 항상 분리시켜야 한다. 그러므로 저어널 베어링에서 두꺼운 유막을 유지하는 능력은 기관베어링 성능평가의 중요한 기준이 된다. 베어링의 유막두께를 포함한 윤활유의 유동학적 성질과 기관 저어널베어링 사이의 상관관계가 이론적으로 완전하게 설명될 수 있다면 그것이 가장 이상적일 것이다. 그러나 복잡한 폴리머 거동과 압력을 받는 상태하에서의 점도변화 등에 관해 더욱 많은 연구가 이루어져야

하는 등 이론적인 해석에 아직은 한계가 있기 때문에 실험에 의해 베어링의 성능을 많이 평가하고 있는 실정이다.

작동되는 기관의 저어널베어링 내에서 윤활막을 측정하는 방법으로는 베어링 내의 전체 윤활막에 대한 저항 또는 정전용량을 측정하는 방법이 최근 많이 사용되고 있다.^(7, 8)

본 연구에서는 5종의 Newtonian 오일과 3종의 non-Newtonian 오일을 대상으로 기관의 토오크, 회전수, 오일의 온도 등과 같은 기관의 운전조건과 오일의 점도가 기관 커넥팅로드 대단부 저어널베어링의 유막두께에 미치는 영향을 정전용량을 측정하는 TCM(total capacitance method)을 사용하여 실험적으로 밝히고자 하였다.

2. 실험방법

2.1 시험 윤활유

실험에 사용된 윤활유는 총 8종으로 Table 1에 그 점도분석 결과를 나타내었고 윤활유의 정전상수는 각종 시험결과에서 약 2.1임이 밝혀져 있어⁽³⁾ 이 값을 그대로 사용하였다. 윤활유는 모두 광유계의 기유가 사용되었으며 5종은 Newtonian 성질을 갖는 제품으로 SAE(society of automotive engineers)에서 규정한 점도등급이 SAE10-SAE50이고 3종은 non-Newtonian성질의 제품으로 SAE 7.5W/30 2종, SAE 10W/30 1종이다. A-E까지의 Newtonian오일은 모두 동일한 화학구조의

Table 1 The properties of test oils

Kind\Contant	SAE viscosity grade (SAE J300 FEB91)	Kinematic viscosity ; cSt (ASTM D445)		Viscosity index (ASTM D2270)
		40°C	100°C	
Oil A	SAE 10	37.39	6.36	121
Oil B	SAE 20	66.72	9.07	111
Oil C	SAE 30	102.25	11.96	107
Oil D	SAE 40	147.84	15.16	103
Oil E	SAE 50	205.90	18.49	99
Oil F	SAE 10W/30	71.34	11.32	151
Oil G	SAE 7.5W/30	61.95	10.21	152
Oil H	SAE 7.5W/30	63.34	10.68	160

성능보강 첨가제가 사용되었고 점도만 서로 다르며 F-H의 non-Newtonian오일은 F와 G가 동일한 첨가제를 사용한 제품이며 H제품은 화학구조가 상이한 첨가제를 사용하였다.

본 실험에서 기준이 되는 시료유는 C제품으로 유종의 변화가 필요한 경우를 제외한 모든 실험에서는 이 제품으로 실험을 진행하였다.

2.2 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 기관은 단기통으로 배기량이 470cc이며 이 기관을 10KW 용량의 DC 동력계에 연결하여 실험하였다. 실험기관의 제원을 Table 2에 표시하였다.

Table 2 Specification of test engine

Contents	Specification
Type	4 stroke, 1 cylinder gasoline engine
Bore×Stroke	85×82.5
Piston displacement(cc)	470
Rated power output(kw)	2.2kw at 1500rpm
Compression ratio	5 : 1
Ignition timing	BTDC 20°

작동되는 기관의 커넥팅로드 대단부 저어널 베어링에 TCM(total capacitance method)을 적용하기 위해서 베어링을 다음과 같이 개조하였다. 먼저 베어링의 뒷면에 베어링의 움직임을 방지하기 위하여 돌출되어 있는 돌기부분이 절연을 하는데 방해가 되기 때문에 이를 줄로 갈아내었다. 그런 다음 베어링 shell의 뒷면에 전기모터의 절연에 많이 사용되고 있는 유리섬유 조각(fiber glass plastic laminate)을 넣어 베어링 캡(cap)과 절연될 수 있도록 베어링 캡을 유리섬유 조각의 두께에 해당하는 0.14mm 깎아내고 이를 넣은 다음 베어링을 끼워으로서 베어링이 기관의 다른 부분으로 부터 완전히 절연되도록 하였다. 그리고 베어링과 크랭크축 사이에 미량의 교류전압을 부가하였다. 이렇게 함으로서 크랭크축, 오일, 베어링 사이의 정전용량과 관련된 전압신호가 크랭크 각도의 위치함수로 얻어지며 이 신호는

오실로스코프 기능을 가지고 있는 저장능력을 갖춘 연소해석기에 입력되고 이외 베어링의 면적, 반경방향 간극, 윤활유의 정전상수 등을 알고 있으면 베어링과 크랭크축 사이의 유막두께가 계산될 수 있다. 이와 같은 방법으로 유막두께를 측정하는 회로도를 Fig.1에 나타내었다.

커넥팅로드 대단부의 베어링으로부터 정전용량과 관련된 전압신호를 받아서 나오는 선이 절단되는 것을 방지하기 위해서 기계적인 링크장치를 제작하여 그 한쪽 끝은 대단부 베어링의 아래쪽 캡(cap)에 부착하였고 다른 한쪽은 기관 몸체의 측면에 고정시켰다. 전압신호에 노이즈가 생기는 것을 방지하기 위하여 괴복된 특수 케이블을 사용하였고 커넥팅로드에서의 연결은 선들이 끊어졌을 때에도 베어링을 분해하지 않고 교체할 수 있도록 배치하였다. 이렇게 함으로서 선들이 끊어지는 경우에도 시험결과들이 연속성을 유지할 수 있게 된다. 선들이 기관 몸체의 측면을 통해서 나와서 측정장치로 들어가도록 하였다. 크랭크케이스 내의 윤활유 온도는 열전 대로 측정되어 연소해석기에 입력되고 이와는 별도로 냉각수와 가열기를 이용한 윤활유 온도 제어장치가 있어 시험간에 윤활유 온도를 임의로 변화시킬 수 있도록 하였다. 또한 스파크플러그 압력변환기를 사용해서 연소실 내의 가스압력을

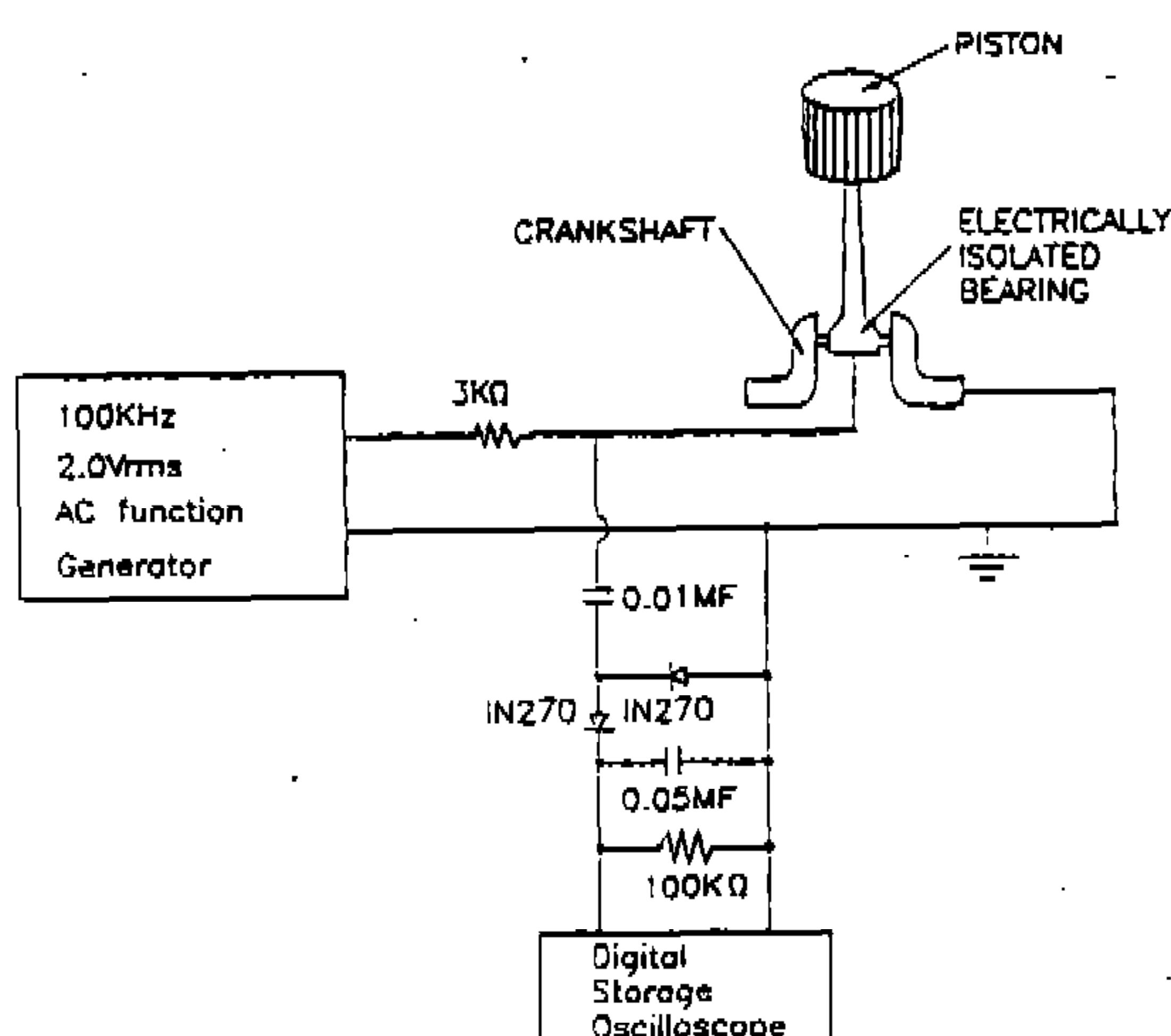


Fig.1 Circuit diagram measuring electric capacitance

전 실험과정을 통해서 계속 관찰하여 기관 운전의 이상유무를 판단하였다.

베어링의 간극은 상온에서 측정하였으며 기관의 길들이기 운전은 100°C에서의 동점도가 11.96 cSt인 오일 C로서 기관 회전수와 부하의 전 범위에 걸쳐 단계적으로 약 100 시간 이상 수행하여 일정조건에서의 정전용량값이 항상 안정상태가 되도록 하였다.

용량을 알고 있는 10종의 capacitor를 사용하여 측정회로 Fig.1에서 출력되는 전압신호와 정전용량 사이의 상관관계를 나타내는 다음 식을 도출하였다.

$$C = a + b/V \quad (1)$$

여기서 C는 정전용량의 값, V는 출력전압을 가리키며 a와 b는 상수로서 각각 2.56, 0.12이다. 이 식으로부터 사이클의 어떤 점에서도 출력전압은 정전용량의 값으로 변환될 수 있고 이는 다시 유막두께를 계산하는데 이용된다. 어떤 크랭크 각도 위치에서 최소유막두께 h_{min} 을 계산하는 식은 정전용량의 값 C를 알면 다음 관계식에서 계산될 수 있다.^{2, 8, 10, 11)}

$$h_{min} = S \{ 1 - [1 - (kA\varepsilon/SC)^2]^{1/2} \} \quad (2)$$

여기서 S는 베어링의 반경방향 간극이며 ε 는 윤활유의 정전상수(dielectric constant)를 나타낸다. 또한 k는 자유공간의 permittivity, A는 베어링의 면적이다. 위 식은 베어링과 축이 기관이 운전되는 동안에 짜그러짐이 전혀 없는 완전한 원통형이고 축과 베어링 사이의 윤활유에는 캐비테이션이 전혀 없다는 가정하에 유도된 것이다. 베어링의 짜그러짐과 캐비테이션의 영향에 대해 연구한 결과에 의하면 이들을 고려한다 해도 이들이 최소 유막두께에 미치는 영향은 매우 적음을 밝히고 있다.^(3, 12)

실험결과의 신뢰성을 높이기 위해 사이클간의 변화를 줄일 수 있도록 각 실험조건에서는 10개의 사이클을 기록하여 이를 평균하여 한개의 사이클을 구성하도록 연소해석기를 프로그램하였다.

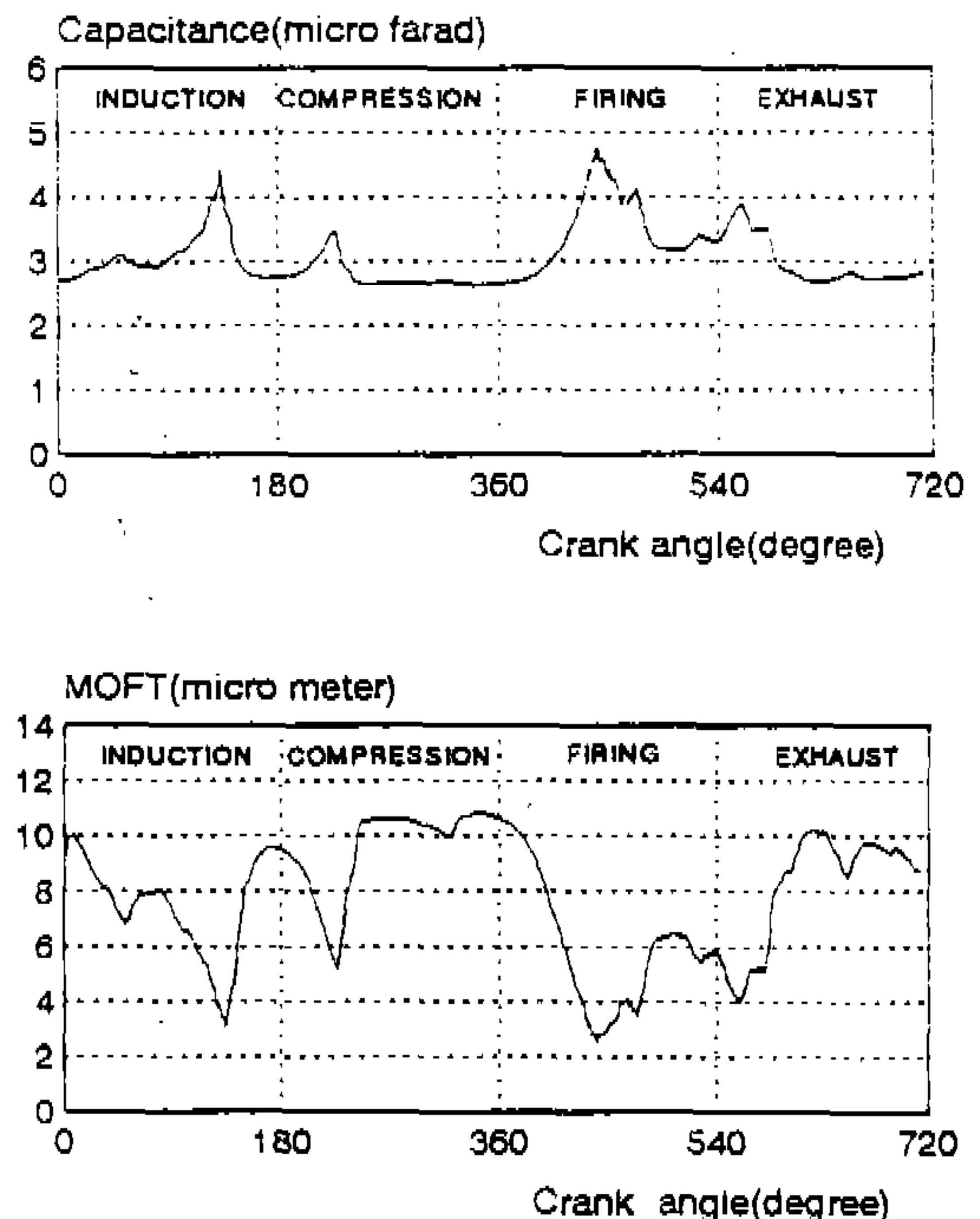


Fig.2 Typical display of oil film capacitance and thickness versus crankangle

연소해석이에 입력된 정전용량과 관련된 전압신호들을 다시 개인용 컴퓨터에 입력하여 식(1)로 정전용량값을 구하고 이를 최소 유막두께를 구하는 (2)식에 대입하여 최소 유막두께를 계산하였다. 이렇게 해서 구한 정전용량의 값과 유막두께 값의 크랭크각도에 따른 변화의 예를 Fig.2에 나타내었다. 여기서 MOFT(minimum oil film thickness)는 1 사이클 동안의 각 크랭크 각도에서의 최소유막을 가리킨다. 이 그래프를 보면 큰 정전용량값은 곧 작은 유막두께를 의미함을 알 수 있다.

특정한 한 윤활유로 시험을 수행함에 있어 기관과 크랭크케이스 윤활유 순환계통 등은 시험 윤활유로 두번 씻어낸 다음 시험 윤활유를 채우고 시동하였으며 시동 후 원하는 작동조건에서 안정되게 운전될 수 있도록 최소 1시간 이상의 안정화 시간을 주었다. 또한 동일한 윤활유로 하는 시험과 시험간에도 최소 10분의 조건 안정화 시간을 준 다음 측정을 시작했다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 실험 정밀도

실험결과의 신뢰성을 확보를 위해 먼저 반복성 확인을 위한 실험을 하였다. 이 실험은 100°C에서의 동점도가 11.96cSt인 오일C를 사용하였으며 실험조건은 크랭크축 회전수 1000rpm, 토오크 9.0 Nm, 크랭크케이스 내 윤활유 온도가 90°C인 상태에서 동일한 실험을 세번 수행하고 그 결과를 비교하였다. 매 시험마다 기관을 정지시키고 윤활유를 새로 교체하였으며 시동 후 조건 안정화를 위해 1시간이 경과된 후 다음 측정을 시작했다. 이렇게 해서 획득된 3개의 유막두께 그래프를 Fig. 3에 나타내었다. 세 그래프에서 최소 유막두께의 값은 각각 2.6 μ m, 2.6 μ m 및 2.8 μ m으로서 그 평균값이 2.7 μ m이었고 최소유막이 발생한 위치는 폭발행정 영역인 크랭크축 각도 429°, 432°, 437°로서 평균 433°이었다.

위와 같은 반복성 확인실험을 통해 한 사이클 간의 유막두께 변화를 나타내는 곡선의 전반적인 형태는 모두 유사하며 특히 최소 유막두께값과 그 발생위치가 실험간에 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

다음으로 최소 유막두께의 계산에 영향을 미칠 수 있는 인자로서 최소 유막두께를 계산하는 식 (2)에서의 반경방향 간극을 들 수 있다. 상온에서 측정한 베어링의 반경방향 간극은 20 μ m이었다. 이 베어링 간극의 값이 각각 20 μ m, 30 μ m 및 40 μ m 일 때의 유막두께 변화를 나타낸 그래프가 Fig.4이다. 이 그래프를 보면 베어링 간극이 20 μ m, 30 μ m 및 40 μ m일 때 최소 유막두께는 각각 2.82 μ m, 1.80 μ m, 1.33 μ m로서 폭발행정 영역의 크랭크 각도 441° 위치에서 최소유막이 발생되며 전체 그래프의 형태는 변하지 않으나 유막두께의 값은 크게 변함을 알 수 있다. 따라서 최소 유막두께의 정확한 절대값을 얻고자 한다면 베어링의 반경방향 간극을 정밀하게 측정할 필요가 있다. 그러나 그래프의 반경방향 간극에 얼마간의 오차가 있다해도 베어링을 분해하여 다시 조립한 경우가 아닌한 윤활유의 물성변화, 운전조건 변화 등에 따른 유막두께값을 상대적으로 서로 비교하는

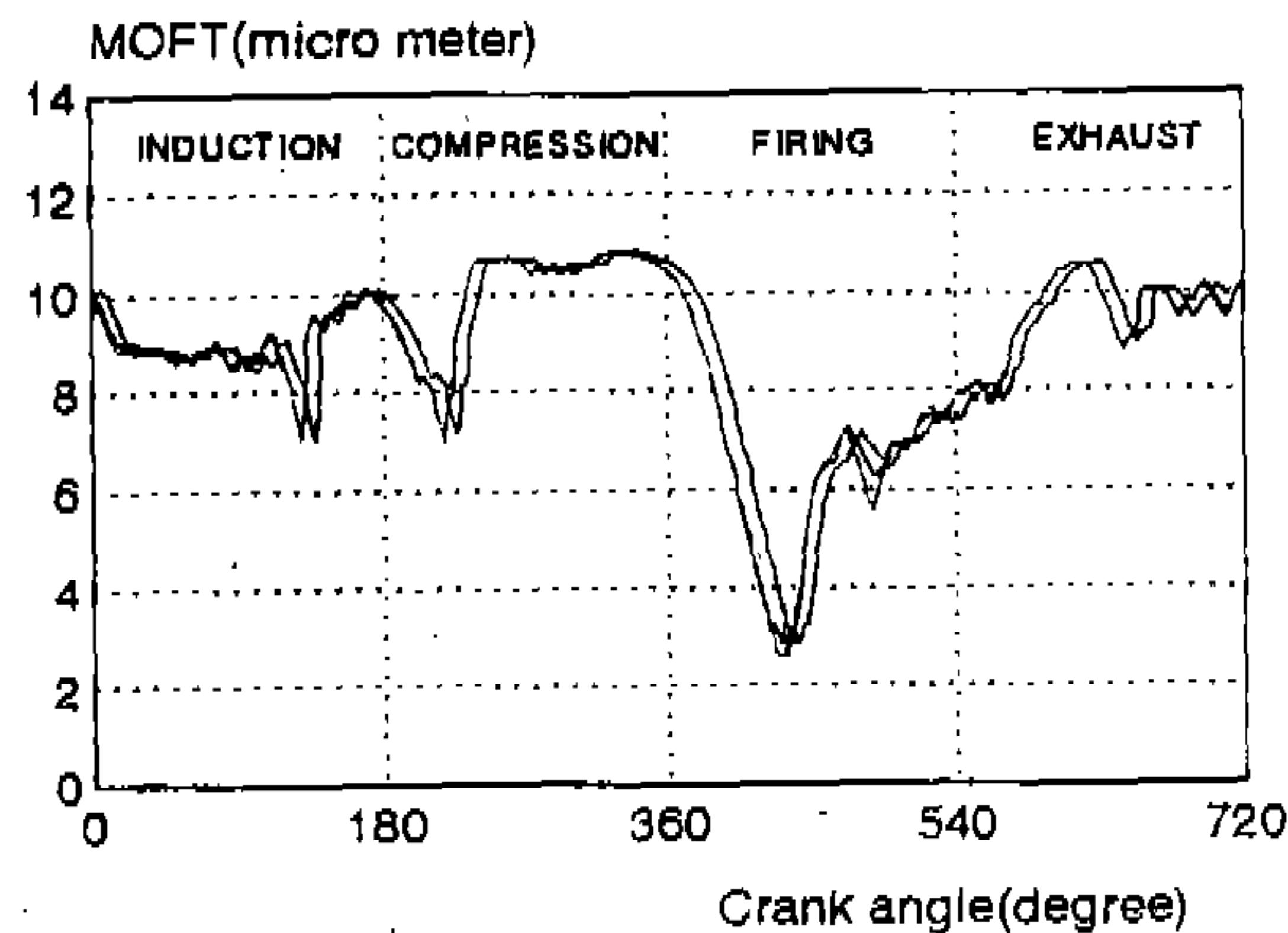


Fig.3 Repeatability of minimum oil film thickness versus crankangle

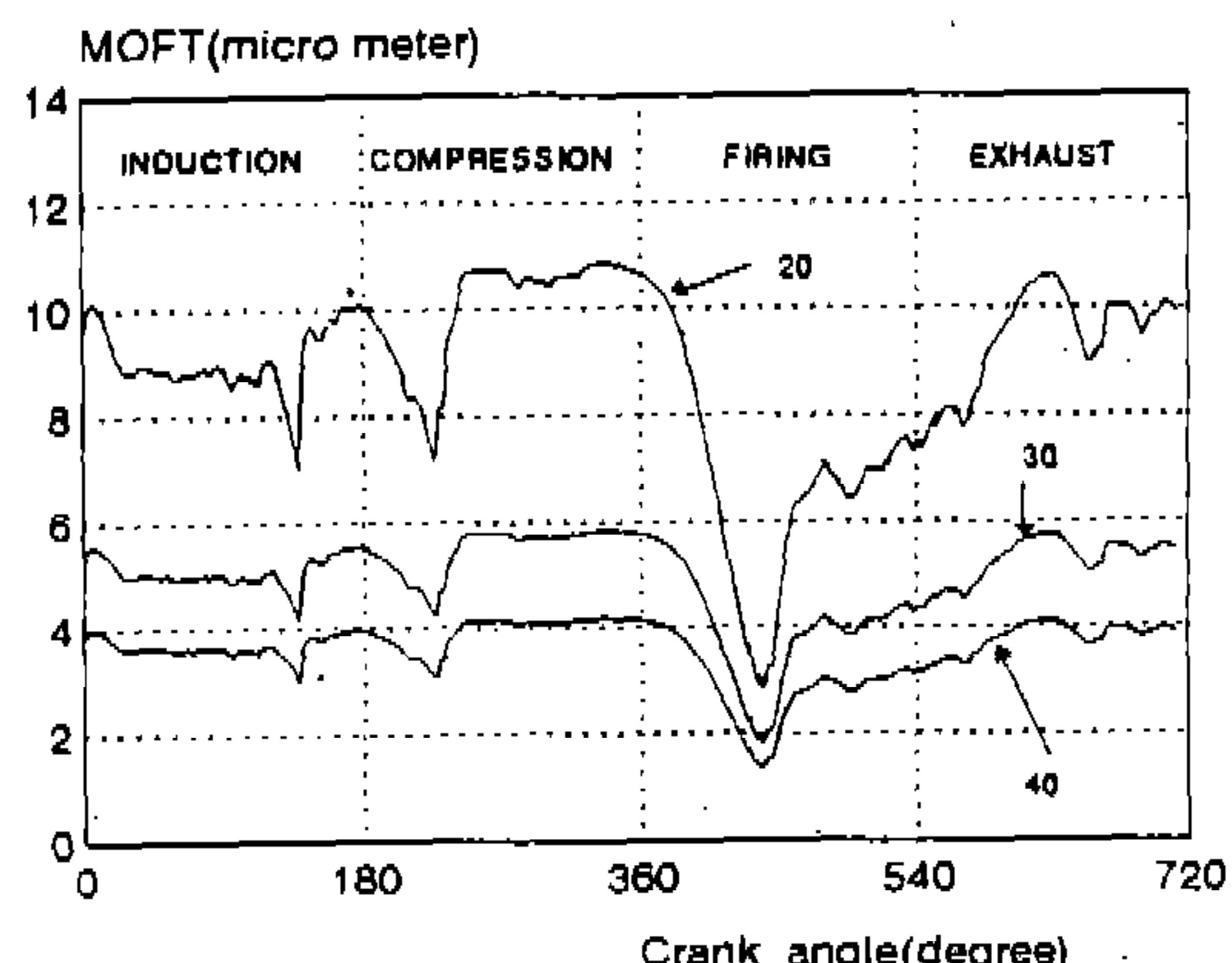


Fig.4 Sensitivity of the minimum oil film thickness to the radial clearance

데는 큰 문제가 없을 것이다. 또한 유막두께를 계산하는 (2)식이 베어링의 변형이나 캐비테이션을 고려하지 않고 유도되었으며 링크장치의 관성효과 역시 유막두께에 영향을 미칠 수 있음을 감안할 때 유막두께의 절대값은 다소간 오차가 있을 수 있을 것이다. 링크장치의 윤활막에 대한 영향을 실험 및 이론으로 밝힌 J. Launcy 등의 연구결과에 의하면 이 장치가 유막두께에 미치는 영향은 10% 미만이라고 한다.⁽¹³⁾

3.2 기관 운전조건의 영향

크랭크축의 회전수를 1000rpm, 1200rpm, 1400 rpm으로 변화시킴에 따라서 1사이클 동안에 유막두께가 변화하는 모양을 나타낸 것이 Fig.5이다.

이 그래프를 보면 전 사이클에 걸쳐서 최소유막이 발생될 가능성이 있는 깊은 골이 있는 영역은 흡입행정 영역과 폭발행정 영역이며 폭발행정 영역에서는 회전수가 증가함에 따라서 최소값이 점차 증가하고 있다. 이들에 관한 data를 별도로 정리한 것이 Table 3이다. Table 3을 보면 크랭크축 회전수가 1000rpm일 때는 폭발행정 영역에서 전체 1사이클 간의 최소유막이 발생되고 있으며 흡입행정 영역에서 발생되는 최소유막과의 차이가 7.31 μm 이다. 크랭크축 회전수를 1200 rpm으로 증가시켰을 때 전체 사이클의 최소유막은 폭발행정 영역에서 발생되나 흡입행정 영역에서 발생되는 최소유막과의 차이가 5.06 μm 으로 앞의 1000rpm 때보다 감소되었다. 다시 크랭크축 회전수를 1400rpm으로 증가시켰을 때 폭발행정 영역의 최소유막과 흡입행정 영역의 최소유막 차이는 0.44 μm 에 불과하다. 따라서 기관의 회전수가 증가함에 따라 폭발행정 영역에서 발생되는 최소유막과 흡입행정 영역에서 발생되는

최소유막과의 차이가 감소되며 이 이유는 크랭크축이 방향을 바꿀 때 발생되는 관성력이 회전수가 증가함에 따라서 점차 커져 마침내는 폭발행정시의 연소압력보다 더 큰 압력으로 베어링에 작용하게 되어 폭발행정보다는 흡입행정에서 1개의 완전한 사이클 동안의 최소유막이 발생되는 것으로 예측할 수 있고 이는 Craig 등의 실험결과와도 일치하는 경향이다.^[2, 8] 또한 최소유막이 발생되는 위치를 보면 폭발행정 영역에서는 크랭크 각도가 약 440°로서 특별한 경향성을 찾기 어렵지만 흡입행정 영역에서는 회전수가 증가함에 따라 점점 그 발생위치도 앞당겨 짐을 알 수 있다. 이는 연소압력이 지배하는 폭발행정 영역에서는 크랭크축의 회전수가 최소유막 발생위치에 영향을 미칠 정도의 큰 변수가 되지 않지만 흡입행정 영역에서는 크랭크축의 회전수에 비례하여 커진 관성력의 영향이 최소유막 발생위치를 앞당기는 것으로 볼 수 있다.

Fig.6은 크랭크축의 회전수 증가에 따른 1사이클 동안의 베어링의 최소 유막두께만을 별도로 나타낸 그래프이다. 이 그래프를 보면 속도가

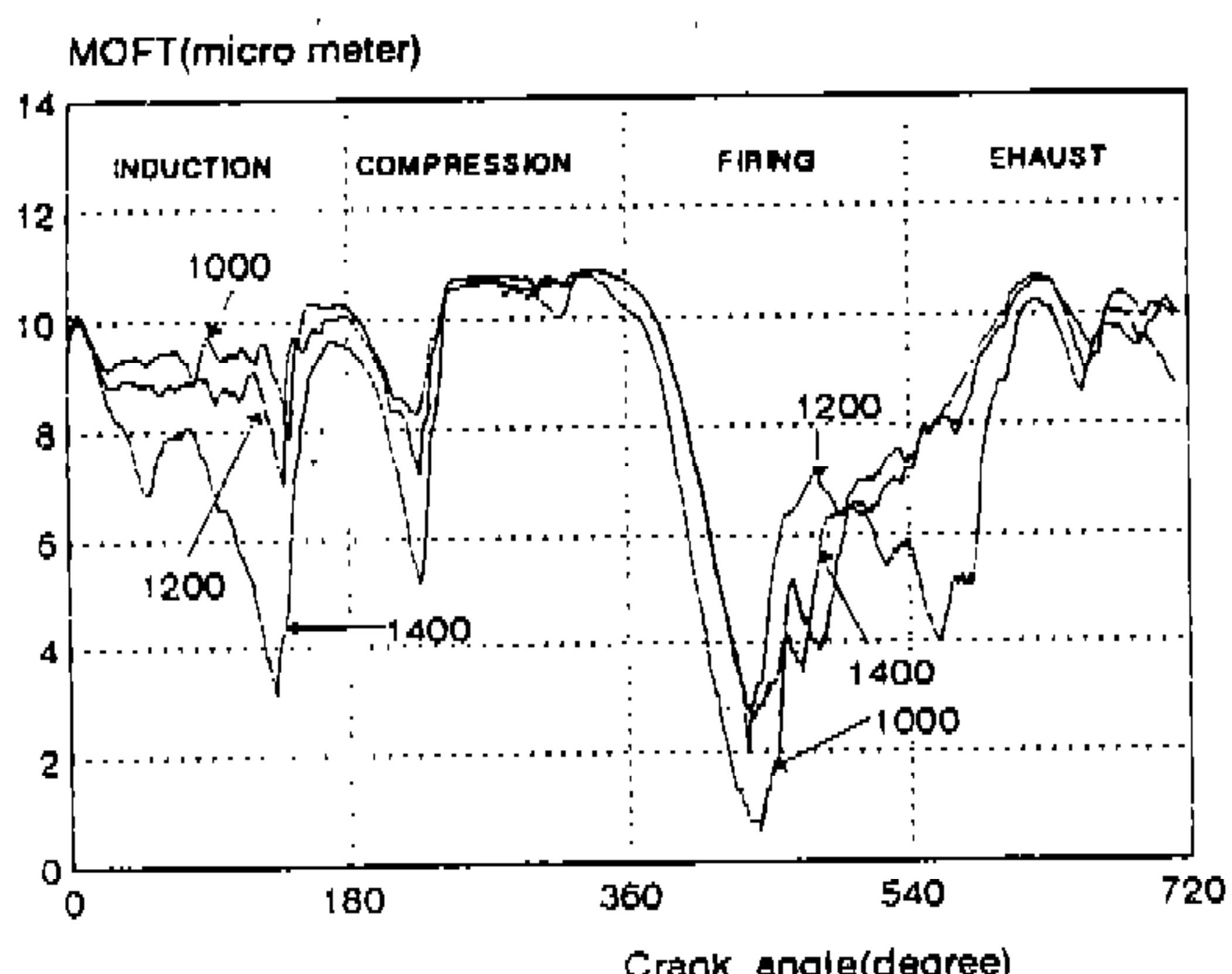


Fig.5 Effect of crankshaft speed on oil film thickness versus crankangle curves

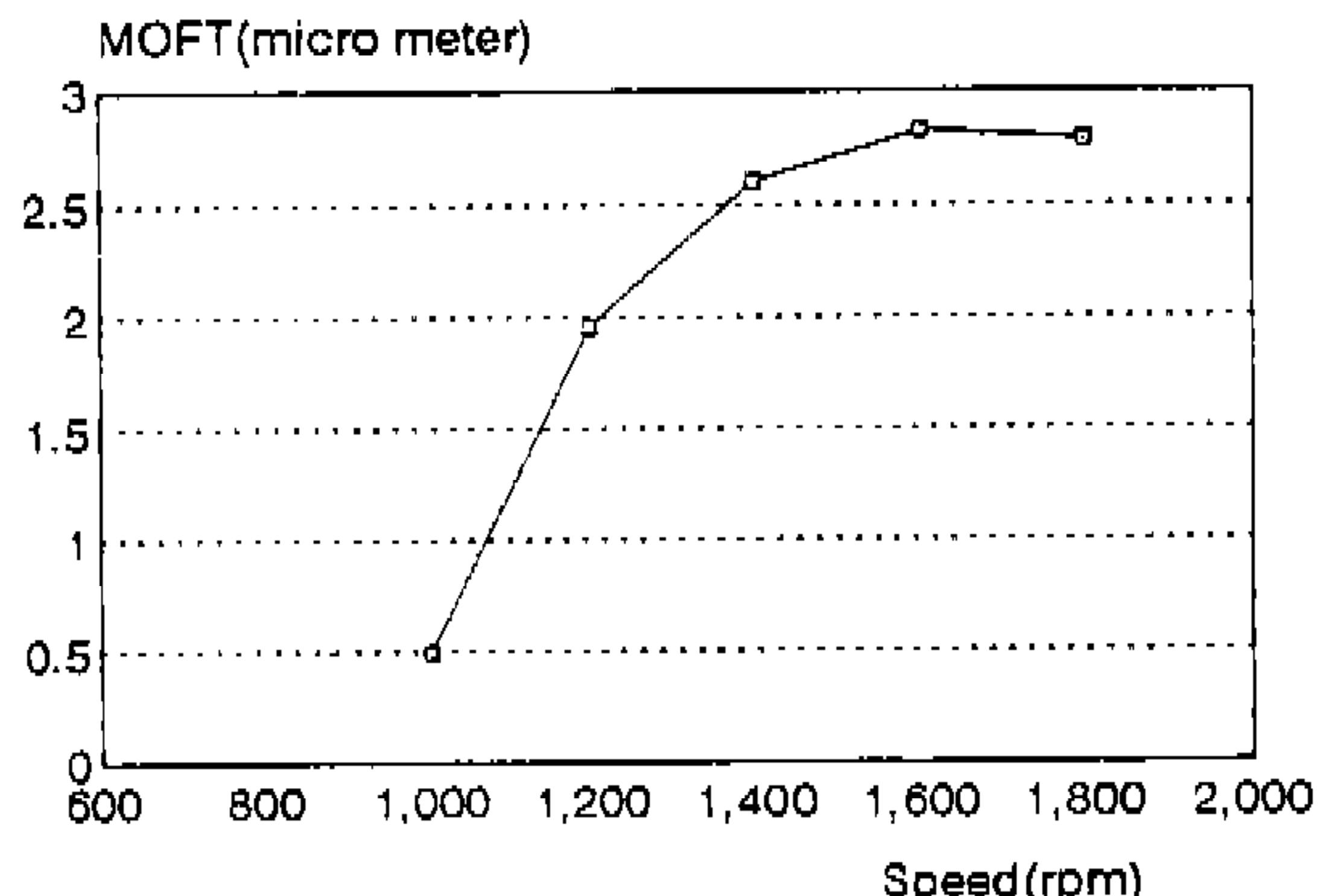


Fig.6 Dependence of minimum oil film thickness on crankshaft speed

Table 3 MOFT difference between induction and firing stroke

Speed	Stroke	Induction		Firing		Film thickness difference : μm
		Crank angle	MOFT	Crank angle	MOFT	
1000		143	7.81	444	0.50	7.31
1200		138	7.02	437	1.96	5.06
1400		133	3.04	439	2.60	0.44

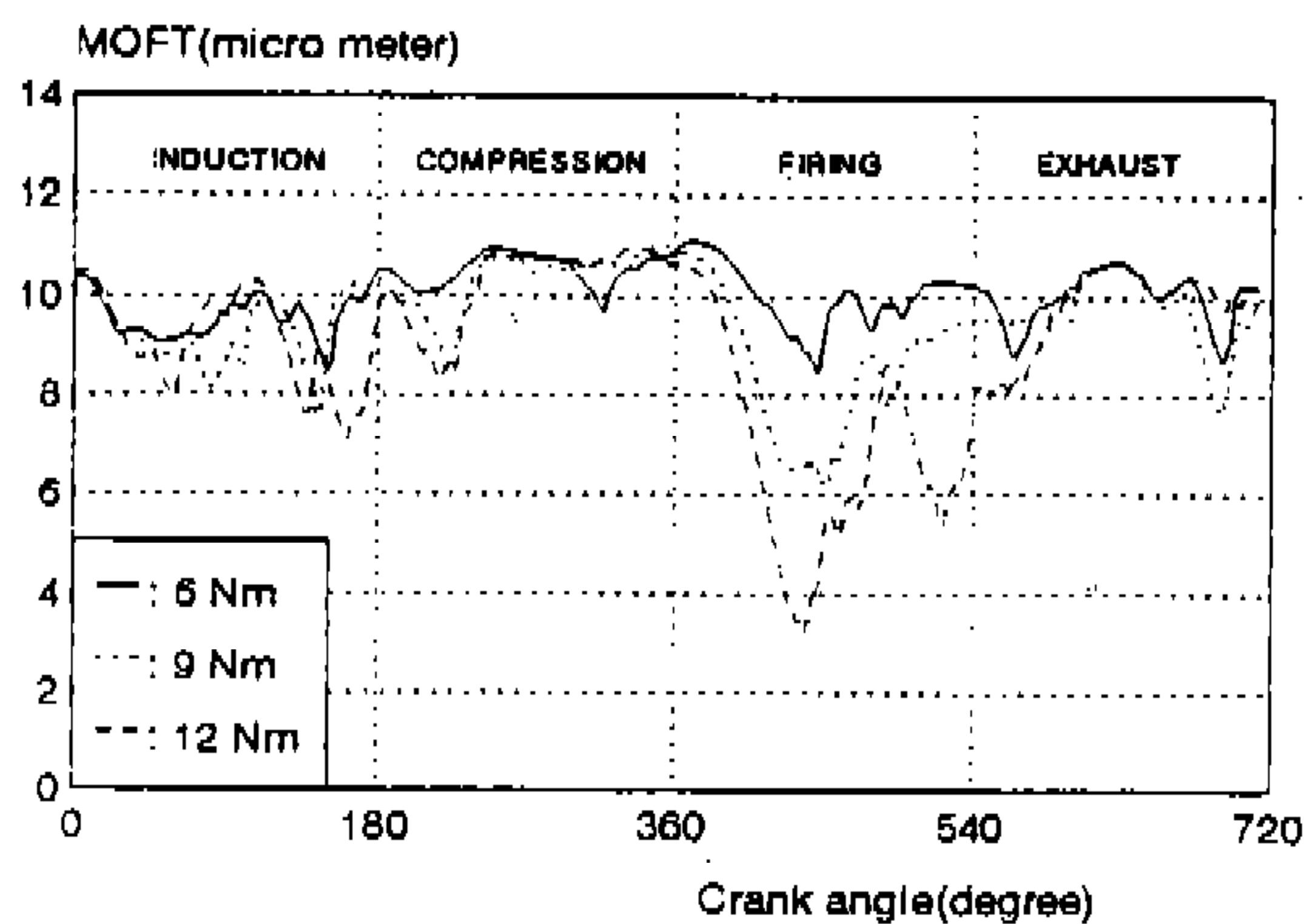


Fig.7 Effect of engine torque on minimum oil film thickness versus crankangle curves

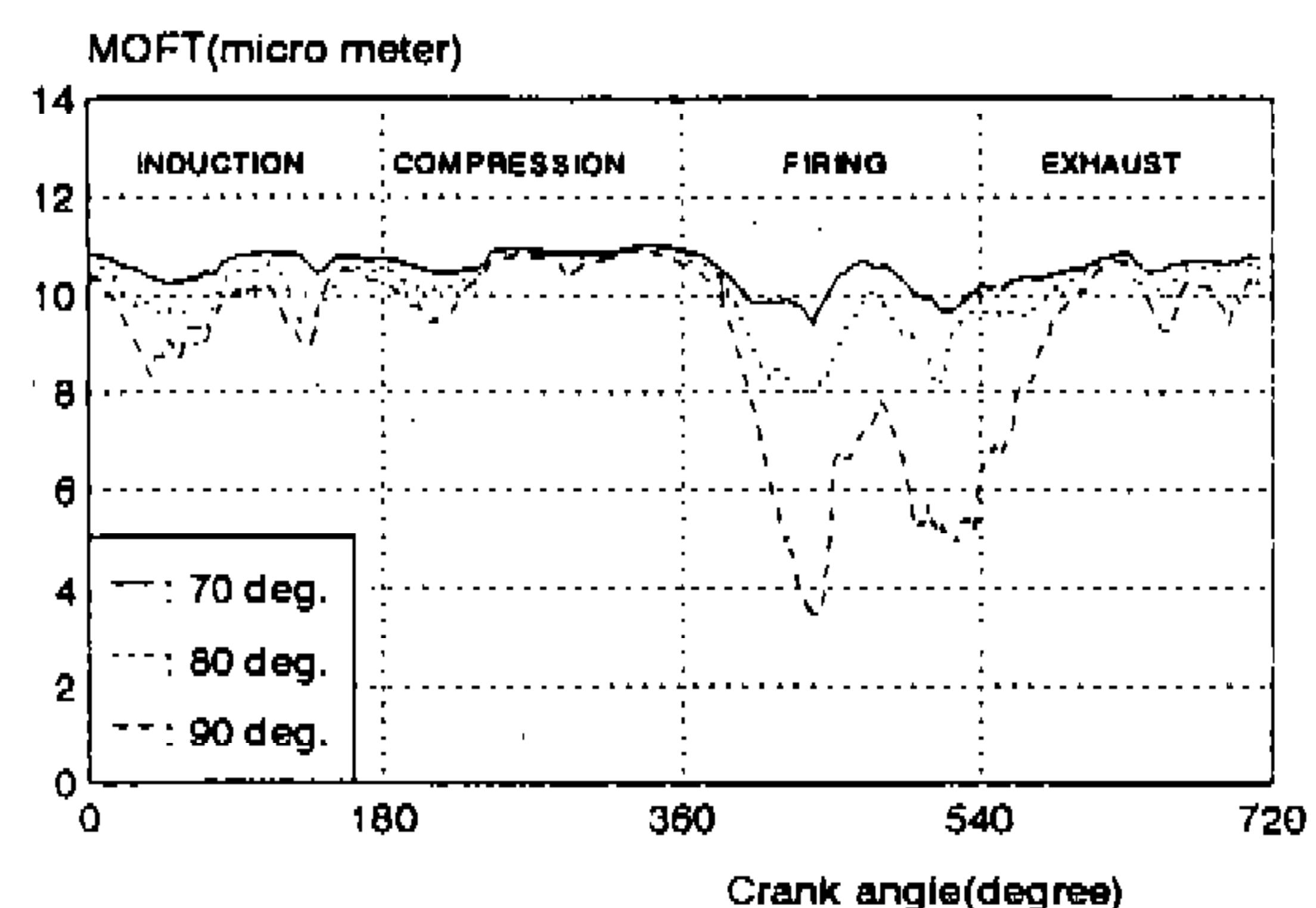


Fig.10 Effect of oil temperature on oil film thickness versus crankangle curves

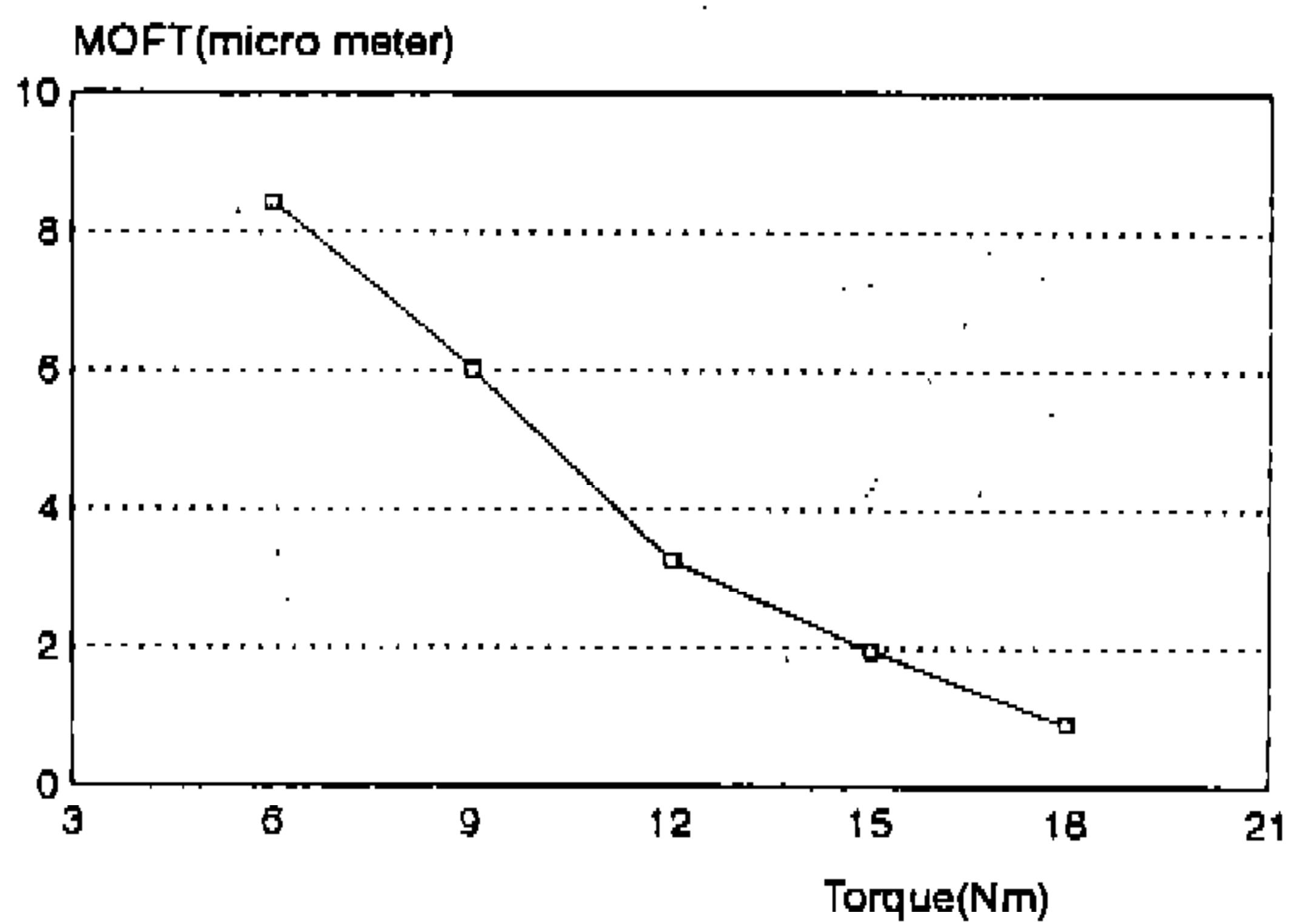


Fig.8 Dependence of minimum oil film thickness on engine torque

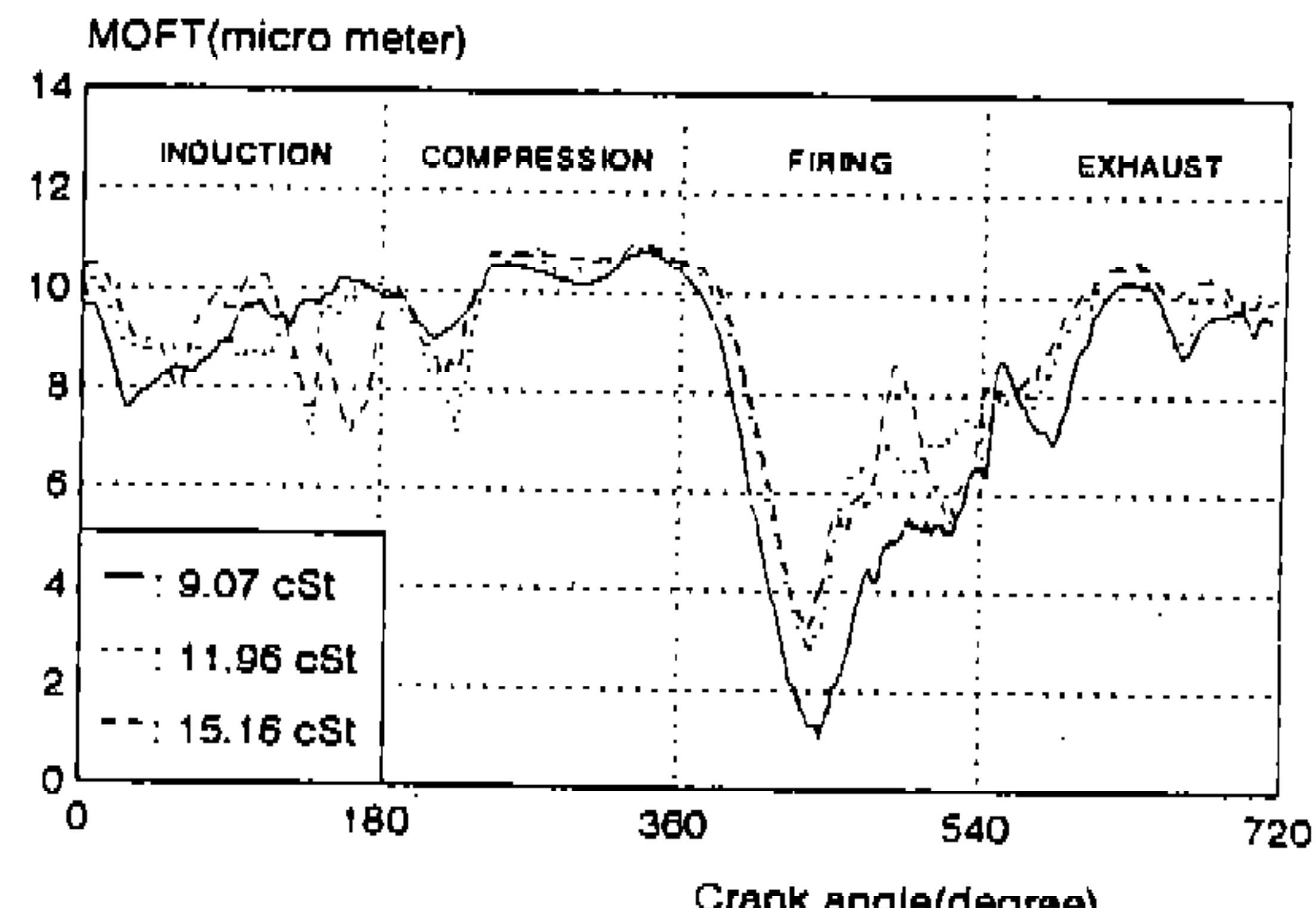


Fig.11 Effect of 100°C oil kinematic viscosity on minimum oil film thickness versus crankangle curves

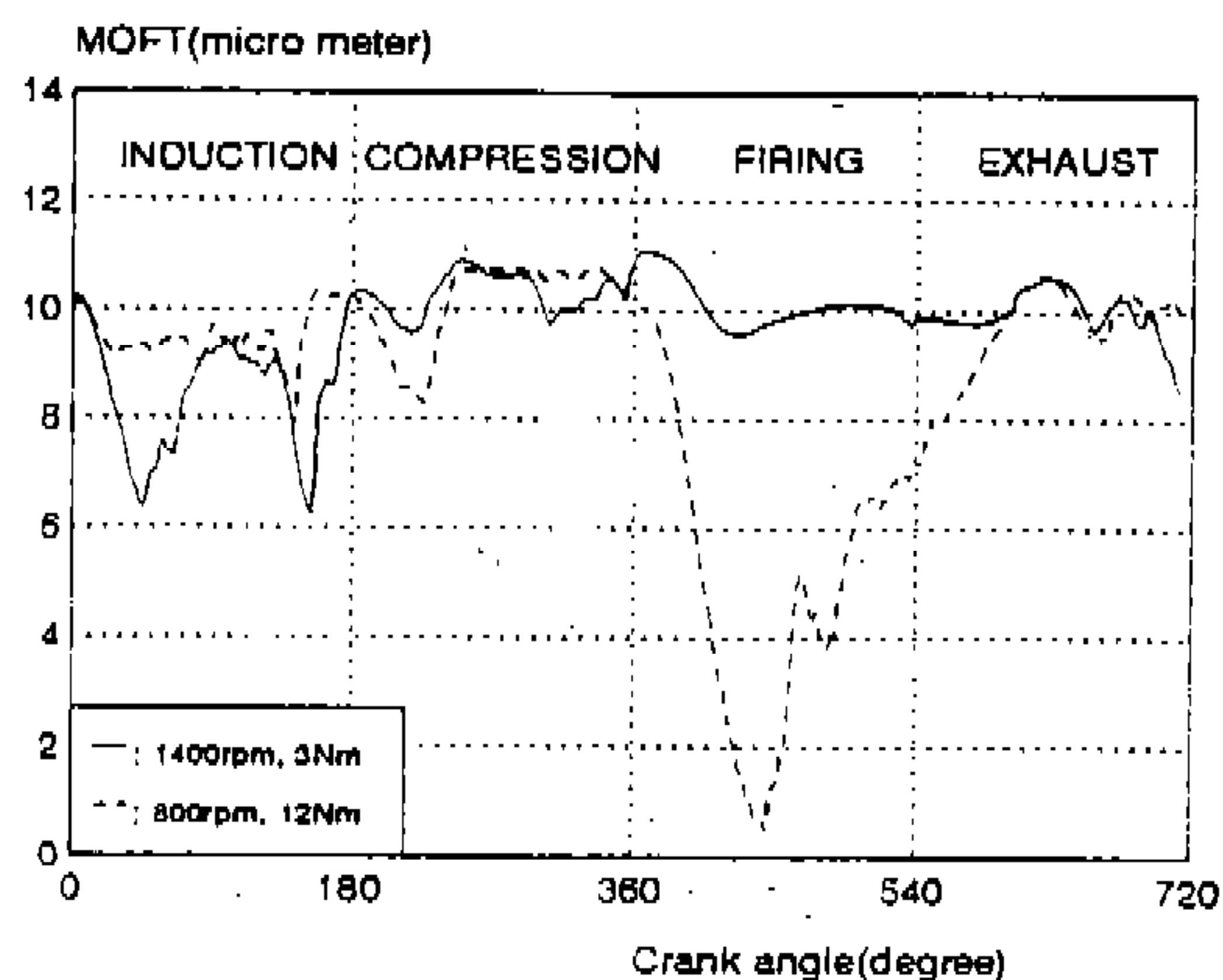


Fig.9 Effect of torque and speed on oil film characteristics over entire cycle

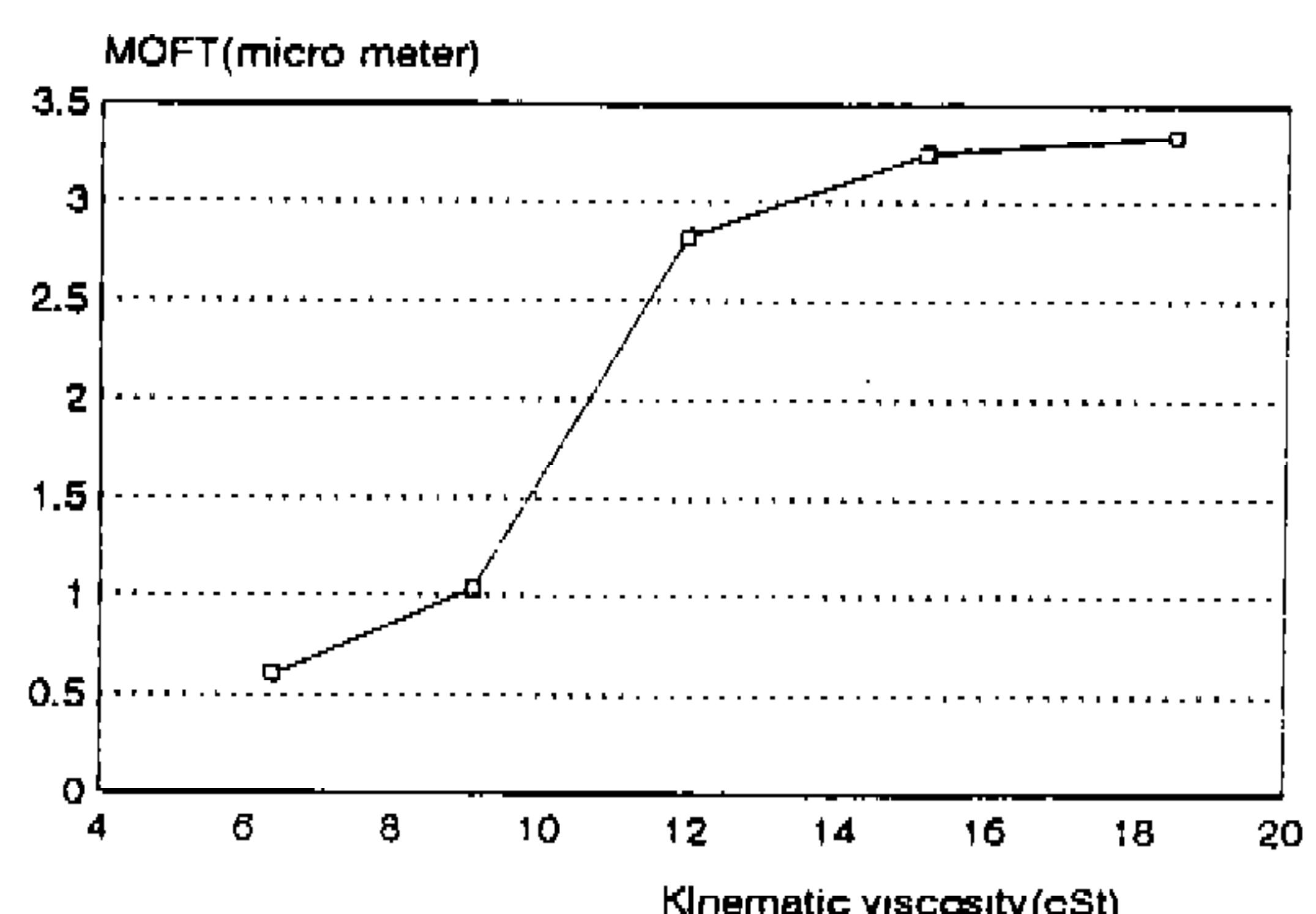


Fig.12 Dependence of minimum oil film thickness on 100°C oil kinematic viscosity

낮은 영역에서는 회전수가 증가함에 따라서 최소유막이 증가하나 속도가 계속 증가하면 크랭크축의 관성력으로 인해서 최소유막의 증가 정도가 점차 둔화하고 마침내 최소유막이 오히려 감소됨을 알 수 있다.

토오크의 변화에 따른 1사이클 동안의 유막두께 변화를 나타낸 것이 Fig.7이다. 크랭크축 회전수를 1000rpm, 크랭크케이스 내 윤활유 온도를 90°C로 고정하고 토오크를 6Nm, 9Nm, 12Nm으로 변화시켰을 때의 그래프로서 토오크가 증가할수록 유막두께가 감소하는 모양을 보여주고 있다. Fig.8은 속도가 일정할 때 토오크에 따른 1사이클 중의 최소 유막두께만의 변화를 별도로 나타낸 것이다. 이 그래프를 보면 속도가 일정할 경우 토오크가 증가함에 따라 최소 유막두께값은 거의 선형적으로 비례하여 감소함을 알 수 있다.

Fig.9는 속도가 낮고 토오크가 큰 경우와 상대적으로 속도가 높고 부하가 작은 경우의 그래프를 서로 비교한 것이다. 속도가 높고 부하가 작은 경우는 전체 사이클에서의 최소유막두께의 발생위치가 크랭크 각도 154°로서 흡입행정 영역이며 연소실의 연소압력이 작용하는 폭발행정 영역에서의 최소유막 발생위치는 422°로서 낮은 골이 형성되어 단지 연소압력이 작용한 흔적만을 보여주고 있을 뿐이다. 반면 회전수가 낮고 토오크가 큰 경우는 전체 사이클에서의 최소유막은 연소압력이 지배하는 폭발행정 영역의 크랭크 각도 443° 위치에서 발생됨을 보여주고 있다. 이 두 그래프를 관찰하면 회전수와 토오크의 변화에 따라 최소유막의 값과 발생위치는 물론 유막두께를 나타내는 전체 그래프의 형태가 많은 차이가 있음을 알 수 있다.

Fig.10은 크랭크케이스 내의 윤활유 온도변화에 따른 최소 유막두께를 나타낸 것으로 최소유막이 70°C일 때 9.35μm, 80°C일 때 7.90μm, 90°C일 때 3.45μm이었다. 이를 보면 그래프의 전체적인 형태는 유사하나 최소유막의 발생위치인 폭발행정 영역에서 심한 유막두께의 차이를 보이고 있다.

3.3 윤활유의 영향

100°C에서 측정된 동점도가 각각 9.07cSt, 11.96

cSt, 15.16cSt인 3종의 Newtonian 오일을 사용하였을 때의 유막두께를 나타낸 그래프가 Fig.11이다. 이들 3종 오일의 점도변화에 따른 유막두께 변화의 형태를 보면 점도가 증가할수록 최소 유막두께는 증가하며 전체 그래프의 형태는 다소간 위로 올라가 있다. 그러나 전체적인 그래프의 형태는 대체로 비슷한 모양을 하고 있다. Fig.12는 100°C 측정 동점도를 기준으로 구분한 5종의 Newtonian 오일에 대해서 동점도와 최소 유막두께와의 상관관계를 보다 상세하게 나타낸 것이다. 이를 보면 동점도 증가에 따라 최소 유막두께도 거의 선형적으로 증가하고 있다.

Fig.12의 결과를 근거로 하여 100°C에서 측정된 동점도와 최소 유막두께와의 상관성의 정도를 수치적으로 나타내기 위하여 선형회귀분석을 해보면 결정계수 $R^2=0.89$ 이었다. 이 결과로 보아 Newtonian 오일의 경우는 베어링의 최소 유막두께가 100°C에서 측정한 동점도와 밀접한 관련을 갖고 선형적으로 비례하여 증가함을 알 수 있다. 다만 여기서 특기할 것은 Fig.12에서 100°C의 동점도가 증가함에 따라 최소 유막두께가 증가하긴 하나 그 증가율이 둔화되는 경향이 있다는 사실이다. 이는 Appeldoorn 등이 지적한 바대로 점도가 높아질수록 윤활유는 베어링내에서 더욱 높은 점성가열을 받게 될 것이고⁽⁶⁾ 이 점성가열로 인해 점도가 감소하며 이에따라 유막이 감소하는 것으로 예상된다.

Newtonian오일에 대한 40°C 동점도와 최소 유막두께와의 상관성을 나타낸 그래프를 Fig.13에 나타내었다. 이 결과의 선형회귀분석 결과는 결정계수 $R^2=0.82$ 로서 100°C 동점도의 $R^2=0.89$ 보다는 다소 낮지만 상당히 높은 값으로 운전 중인 베어링내의 윤활유 온도가 대략 150°C 전후임을 감안할 때 대단히 높은 상관성이다.

Fig.14는 동일한 조건에서 실험한 3종의 non-Newtonian오일들에 대한 1사이클 동안의 유막두께 변화형태를 나타낸 것이다. 이를 Newtonian 오일에 대한 결과 그래프인 앞의 Fig.11과 비교할 때 점도에 따른 최소 유막두께의 어떤 경향성을 찾기가 용이하지 않다. 또한 유종별로 1사이클간의 유막의 형태도 매우 많은 차이가 있음을

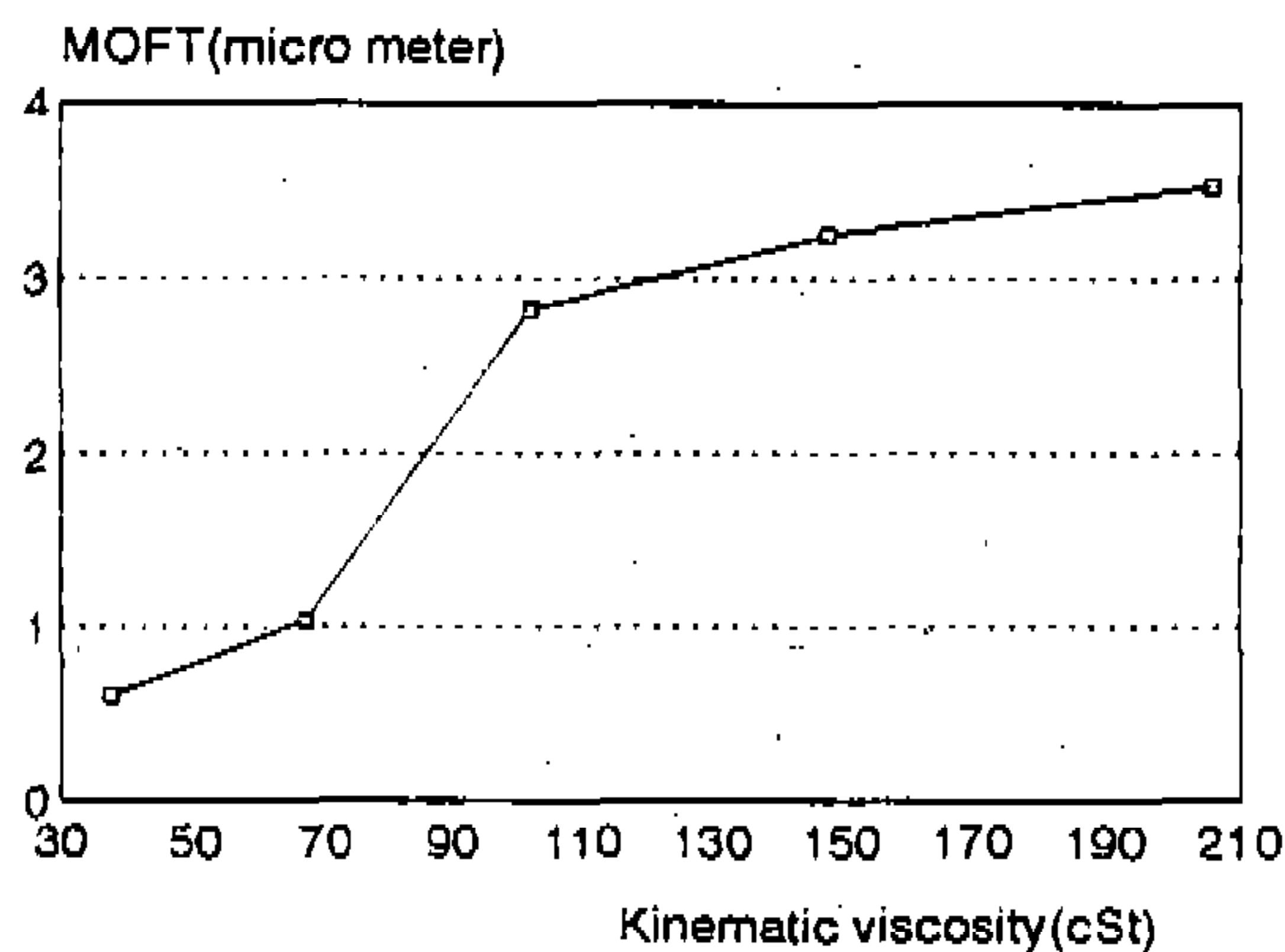


Fig.13 Dependence of 40°C oil kinematic viscosity on minimum oil film thickness

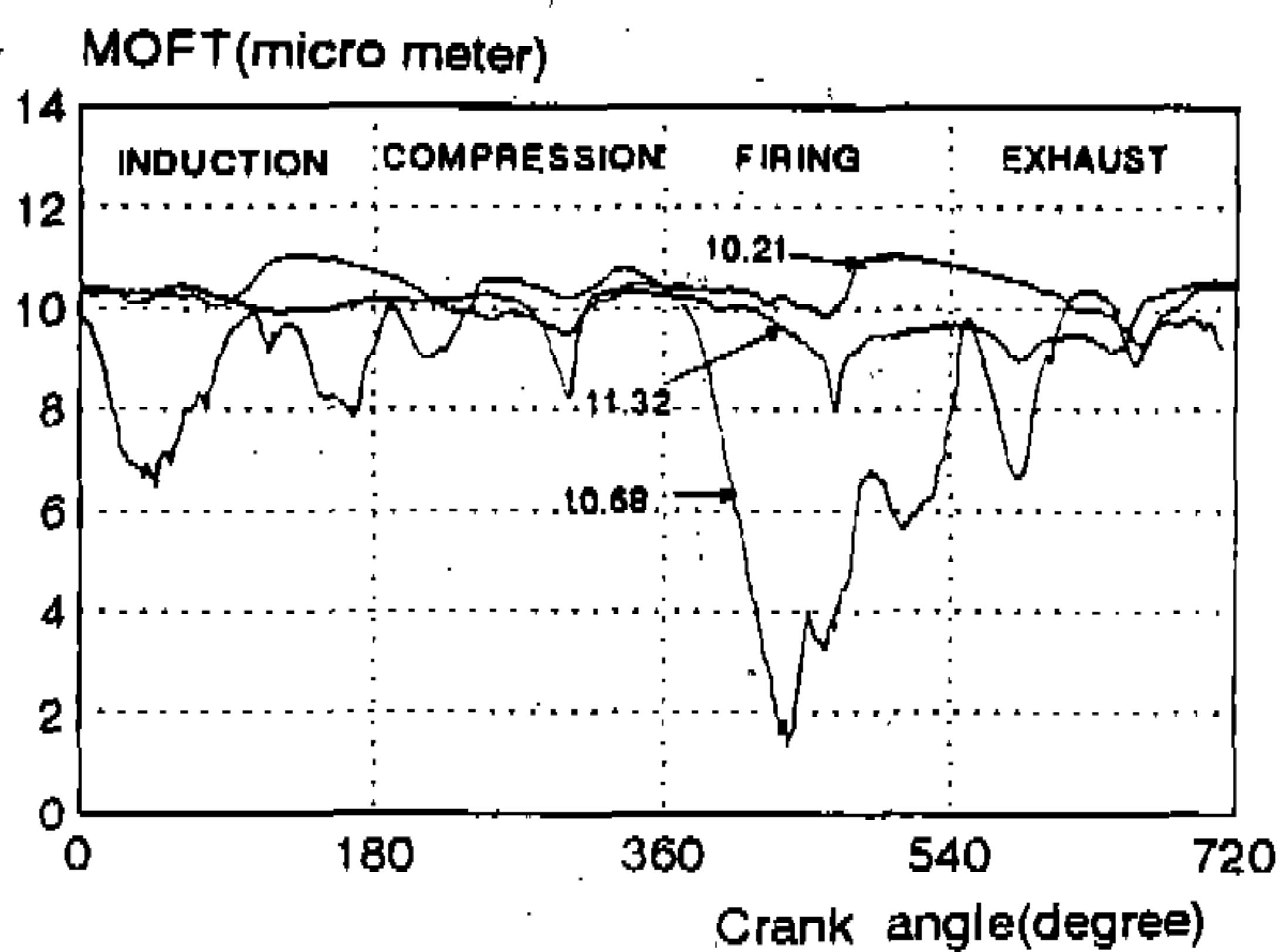


Fig.14 Minimum oil film thickness versus crank angle curves for non-newtonian oils

알 수 있다. Fig.14를 보면 non-Newtonian오일은 Newtonian오일과는 달리 100°C에서 측정된 오일 점도와 최소 유막두께와의 상관성이 매우 낮으며 이 점도로는 최소 유막두께를 예측하기 어렵다. 따라서 전단율이 점도에 영향을 미치는 non-Newtonian오일은 실제로 오일이 작동되는 조건에 가까운 고전단 조건에서 점도를 측정하거나 윤활유의 물성에 관한 보다 깊이 있는 연구를 할 필요가 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

470cc 단기통 가솔린기관으로 기관이 작동되고

있는 상태에서 TCM(total capacitance method)을 적용하여 커넥팅로드 대단부 저어널베어링 내의 최소유막을 측정한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) Newtonian오일은 100°C에서 측정한 동점도가 증가함에 따라 베어링의 최소 유막두께가 증가하나 점도가 증가할수록 유막두께의 증가폭은 둔화된다.
- 2) 기관 회전수가 증가하면 유막두께는 증가하나 일정 한계를 넘게되면 크랭크축의 관성력으로 유막두께는 오히려 감소한다.
- 3) 기관 토오크 및 윤활유의 온도가 증가함에 따라 유막두께는 선형적으로 감소한다.
- 4) Non-Newtonian오일의 경우는 100°C에서 측정된 동점도와 최소 유막두께와의 상관성을 찾기 어렵다.

참 고 문 헌

1. Kaoru Onogawa, Masahiko Teramoto and Shinnozuke Uchida, "A Method for Predicting Connecting Rod Bearings Reliability Based on Seizure and Wear Analysis", SAE Paper No. 880568.
2. F.Girshick and R.C. Craig, "Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine, Part3 : The Effect of Lubricant Rheology", SAE Paper No. 831691.
3. Terenee 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 No.880679.
4. M.S. Filowitz, W.H. King and J.K. Appeldoorn, "Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine", SAE Paper No.820511.
5. J.A. Spearot, C.K. Murphy and R.C. Rosenberg, "Mesuring the Effect of Oil Viscosity on Oil Film Thickness in Engine Journal Bearings", SAE Paper No.831689.
6. T.W. Bates, "Oil Rheology and Journal Bearing

- Performance : a Review", Lub. Sci. Vol.2-2, pp. 156-161, 1987.
7. Terence W. Bates and Brian Williamson, "A Correlation Between Engine Oil Rheology and Oil Film Thickness in Engine Journal Bearings", SAE Paper No.860376.
8. R.C. Craig, W.H. King, Jr. and J.K. Appeldoorn, "Oil Film Thickness in a Bearing of a Fired Engine, Part2 : The Bearing as a Capacitor", SAE Paper No.821250.
9. 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.
10. William H.King, "Method for Determining Minimum Lubricating Oil Film Thickness under Operating Engine Conditions Using Electrical Capacitance", U.S. Patent 4443754.
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. 최재권, 이정현, 한동철, "엔진 메인 베어링에서의 최소 유막두께에 관한 연구", 윤활학회지, Vol.8, No.2, Oct.1992.
13. J.Launay, J.Frene and B. Fantino, "Effect of the Mechanical Linkage Used for Measurement Purpose on Dynamic Behaviour of an Elastic Connecting Rod Bearing", Vehicle Tribology, pp.63-68, 1990.