

미끄럼운동을 하는 면에 윤활 조건에 따라 발생하는  
보호막의 형성과 파괴에 관한 연구

이 영재  
삼성전기(주), 종합연구소

ABSTRACT

The mechanism of failure of lubricated surfaces at high sliding speeds was investigated. Experiments were performed with the ball-on-flat and cylinder-on-flat geometries, using lubricants of four different chemical reactivities.

Surface failure was found to not be predictable using the ratio,  $\lambda$ , of fluid film thickness to composite surface roughness except when chemically inert lubricants are used. Even then the influence of temperature rise on fluid film thickness does not adequately explain the low load carrying capacity of lubricants at high sliding speeds, which causes surface failure.

The protective layers on sliding surfaces that form by chemical reaction with the lubricant were found to reduce the surface roughening and increase the load carrying capacity of surfaces to values of  $\lambda$  as low as 0.03. Neither the surface roughening nor the formation of the protective layers have been incorporated into failure models for lubricated systems.

머리말

본 논문에서 Scuffing은 윤활중에 미끄럼면이 적절한 작용으로 부터 갑자기 이탈되는 현상으로 정의되는데 보통 표면파괴로 나타난다. Tribology 학계에서는 두 표면 사이의 윤활막 두께가 미끄럼면의 표면거칠기 보다 작게되면 접촉과 고착 [1,2]이 발생하고, Scuffing의 위험이 있다고 받아들여지고 있다. 이러한 상태는 흔히  $\lambda$ 를 이용하여 편리하게 표현된다.

$$\lambda = h / \sigma$$

여기서  $h$ 는 윤활막의 두께로서 Elasto-hydrodynamic Lubrication (EHL)의 간단한 식으로 부터 계산되고,  $\sigma$  ( $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ )는 두 미끄럼면의 복합 거칠기를 나타낸다.

$\lambda < 1$  인 경우 Scuffing이 일어난다는 주장은 미끄럼 면과 윤활유의 화학성분들 간의 반응이 거의 일어나지 않은 경우에 해당한다고 밝혀졌다. 그러나 산소와 여러 화학 성분을 포함한 윤활유의 경우에는 미끄럼 면에 보호막이 형성되고 [3] 대부분의 보호막은  $\lambda < 1$  경우에도 표면을 파괴로부터 보호한다 [4]. 그러나 이러한 윤활면에도 어느 한계하중에서는 Scuffing이 발생한다. 이 한계하중은 보호막 형성과 손실의 균형에 따라 결정된다 [5].

본 논문에서는 미끄럼면의 속도가 부하능력에 미치는 영향을 밝히고자 하는데 이것은  $\lambda$ 만으로는 만족할 만큼 설명할 수가 없다. EHD의 관계식으로부터 유막두께와 미끄럼속도 ( $U$ ), 작용하중 ( $W$ )과의 관계를 다음과 같이 나타낸다.

$$h \propto U^{0.7} / W^{0.13}$$

승수들의 비는 대략 (+)5.4 이지만 실험 결과는 반대현상, 즉 (-)값을 나타낸다. 이러한 것은 de Gee의 연구 결과와 일치하는데, 그는 IRG (International Research Group) Transition Diagram[7.8]을 사용하여 그림1의 형태로 그의 실험 결과를 나타내었다. (-)의 기울기에 대하여 많은 주장이 있었는데, 그중에 가장 타당한 설명은 접촉부의 온도증가로 인하여 윤활유의 점도가 감소하였고, 따라서 유막두께가 감소한다는 것이다. 즉, 고속에서의 온도상승이 점도에 미치는 영향은 고속으로 인해 윤활막이 증가한다는 EHD (Elastohydrodynamics)의 효과 보다 더 크다는 것이다.

온도의 영향을 예측하려는 시도의 하나로 T. Dow[9.10]는 TEI (Thermoelastic Instability)에 근거하여 그림2와 같이 한계하중을 계산하였다. 접촉면의 일부가 반복적으로 열을 받아, 그부분은 팽창하게 되고 부풀이 올라서 주위보다 높게 된다. 이러한 부분들 간의 접촉에 의해 Scuffing이 일어난다고 제안하였다. 이러한 이론들은 무윤활 상태에서 유도되었는데, 실제 실험에서 윤활유를 사용함에 따라 일정치 않은 마찰력을 설명키 위해 Durkee 와 Cheng[11]의 마찰계수 측정치, Benedict 와 Kelly[12]의 온도에 따른 점도의 변이 관계를 인용함으로써 이론과 실험의 기리를 그대로 노출시켰다. 그러나 그의 계산식에 의한 자료도 일반 실험 Data 와 같이 (-)의 기울기를 보이고 있다.

## 요약

본 논문은 고속에서 윤활유의 점도감소를 고려하여 Scuffing 발생시 또는 선행해서 일어나는 현상, 즉 조도증가를 고려하여 파괴현상을 실험을 통하여 설명한다. 표면조도의 변화는 Scuffing 과 Running-in 에 관한 선행연구[3.4]에서도 보여진다. 앞에서는 원통형의 slider를 사용하였는데, 그것은 선접촉이 IRG의 방법인 점접촉보다 실제현상을 설명하기에 적합하기 때문이다. 따라서 IRG 실험 결과와의 비교를 위해서 Ball 을 따로 사용하였다. 다른 두 접촉 상태에서 보호막 형성의 영향을 IRG Diagram 을 통하여 비교한다.

IRG는 실험을 일정한 속도에서 하중을 바꾸어가며 항상 새로운 시편에 행하고, 속도를 바꾸어 실험을 반복한다. 사전 연구[3.4]를 통하여 작은 값으로 부터의 점진적인 하중의 증가는 마찰면에 좋은 보호막을 형성시켜 큰 부하에서도 표면을 보호한다는 것이 밝혀졌다. 따라서 여기에서는 두가지 접촉형태를 이용, 다음과 같은 두가지 방법의 하중을 실험에 사용한다.

### A. 점진하중

일정한 속도에서 작은 하중에서 실험을 시작하여 점차로 하중을 증가시킨다. 실험은 한 시편에 행해지며 속도에 따라 2분, 또는 15분 동안 급격한 조도증가 혹은 파괴가 일어날 때까지 계속한다. 이것은 Running-in의 영향을 가시화하고 하중이 가해지는 동안 발생하는 일련의 변화들을 주시하기 위해 행해진다.

### B. 순간하중

각 실험은 IRG의 결과와 비교하고, 또한 접촉형태와 윤활유의 영향을 보기 위해 항상 새로운 시편을 사용하여 주어진 하중과 속도에서 2분간 행해진다.

## 실험

실험은 그림3에서 보는 바와 같이 평면 시편과 slider를 이용하여 행해졌다. 일부 실험은 slider로써 6.35mm 지름과 길이의 cylinder를 사용하였는데, 이실린더는 고정되어 있다. 다른 실험에서는 6.35mm의 ball bearing을 사용하였다. 베어링은 모두 AISI 52100 steel로 만들어졌고 표면조도 0.025 um Rq, 62 Rc의 강도를 가졌다.

평면시편은 두가지의 강이 사용되었는데 AISI 1020와 4340 steel이다. 1020 평면시편은 700°C에서 기름을 이용 담금질하였고 tempering하였다. 시편들은 새가지의 조도를 갖도록 연마되었는데 0.037-0.05 um, 0.165 um, 0.280 um이다. 1020을 사용한 이유는 가공이 용이하며, 이를 이용 조도가 마모에 미치는 영향을 고려하여 실용적인 단단한 강에 적응키 위함이다.

의 식에 의해, 점 접촉의 경우 Hamrock and Dowson[14]의 식을 이용 계산하였다. 또한 이계산은 다음 두가지 조건에서 따로 행해졌다.

a. 등은 조건

b. Andrade[16]가 유도한 온도와 점도의 관계를 이용 Archard[15]가 계산한 온도증가를 고려 윤활유의 점도를 계산

다른 종류의 시편은 50.8 mm 지름의 4340 강이 사용되었다. 이시편들은 780°C에서 3시간 가열하여 기름을 이용 담금질한 후 200°C에서 1시간 tempering하여 57 Rc의 강도를 나타내었다. 이시편들은 0.025  $\mu\text{m Rq}$ 의 조도를 갖도록 가공되었다. 이러한 표면가공은 다른 경우에 비해 조도의 초기변화가 적음이 밝혀졌다.

윤활조건은 다음과 같이 네 경우로 구분되어 사용되었다.

1. 샌코진공펌프유, 거의 활성이 없도록 질소 속에서 사용.
2. 샌코진공펌프유, 가벼운 산화가 발생하도록 공기 중에서 사용.
3. 광물성유, 산화가 좀 더 빨리 발생하도록 공기 중에서 사용.
4. 자동차 엔진유, 실용적인 조건을 위해 첨가제와 함께 공기 중에서 사용.

모든 기름은 40°C에서 대략 26 cs 정도의 점도를 갖고 있다. 위와 같이 4경우의 각기 다른 반응 정도는 실험을 통하여 형성된 윤활膜的 산화 정도를 검토하여 결정되었다.

실험은 표1에서와 같이 4그룹으로 나뉘어진다.

- a. 실험 그룹I은 3종류의 실험(35번)으로 나뉘어 지고, 초기 표면조도가 미끄럼 운동시 조도변화에 미치는 영향을 보기위해 새가지의 초기표면조도를 사용한다.
- b. 실험 그룹II는 3종류의 실험(33번)으로 나뉘어지고 조도증가를 막거나 지연시키는 보호막의 영향을 보기위해 1020을 이용 새가지 윤활 조건에 따라 실시한다.
- c. 실험 그룹III은 384번의 순간하중실험이고 두가지 slider를 사용하여 다양한 윤활유의 기능을 검사한다.
- d. 실험 그룹IV에서는 3종류의 실험(25번)으로 나뉘어지고 실험 그룹 II와 같이 표면조도증가와 보호막형성의 상호작용을 보기위해 행해지는데 4340의 단단한 강을 사용한다.

그룹I과 II에서 실험 시간은 각 단계마다 15분씩이었으나 III과 IV에서는 2분으로 감소시켰다. 이는 두경우에 같은 결과를 얻을 수 있는 것으로 실험결과 밝혀졌다. 게다가 2분 실험에서는 윤활유의 온도가 그다지 상승하지 않아 분석이 훨씬 간단하였다.

실험도중 마찰력과 전기접촉저항이 측정되었다. 유막 두께와 비교키 위해 모든 실험단계마다 조도가 측정되었다. 유막두께 h는 선접촉의 경우 Pan and Hamrock[6] 평면 시편의 마모양은 표면 측정장치를 이용 마모track의 형상변화를 근거하여 계산하였고 현미경을 이용 확인하였다. cylinder와 ball의 마모는 현미경을 이용 마모양을 측정하였다.

## 실험 결과

### 표면조도변화

실험그룹I의 결과는 그림4에서 보는 바와 같다. 그림 아래에 단계적으로 증가시킨 하중이 나타나 있다. 조도감소는 기친면과 보퐁기친면에서 먼저 발생하였다. 60분의 미끄럼 후에 모든 마찰면이 거의 같은 조도를 나타내었다. 그후로 마찰면은 모두 거칠어졌다. 이실험들은 표면이 심하게 거칠어질 때까지 계속되었다. 보퐁기친면은 Kang[3]이 보고한 바와 같이 기친면과 고운면 보다 조도증가가 천천히 나타났다. 이실험결과로부터 이후 실험은 표면조도의 계속적인 증가를 보기위해 고운면을 사용하는 것이 바람직하다는 것을 알 수 있다.

실험그룹II에서는 그림5에서 보는 바와 같이 1020강의 경우 새가지 윤활유에 있어서 조도의 변화를 보여주고 있다. 모든 평면시편은 초기에 매우 고운면을 갖고 있었다. 이실험에서 조도증가와 마찰력의 증가가 각기 다른 윤활조건에 따라 달리 나타나고 있다는 것을 알 수 있다. 가장 활성이 적은 윤활조건1의 표면이 빨리 조도가 증가되었다. 윤활조건3은 좋은 보호막을 형성하여서 조도증가가 늦게 나타났

다. 모든 경우에 마찰력의 증가가 조도증가 보다 선행된다는 것을 알 수 있다. 비슷한 실험이 4340강의 경우에도 행해져서 유사한 결과가 얻어졌다. 이것은 뒤에 설명하기로 한다.

#### 두가지 slider를 사용한 순간하중에 의한 천이도

그림 III에서 실험은 그림 6에서 작은 원으로 표시된 하중과 속도에서 행해진다. 여기서는 ball과 cylinder가 두가지 운할조건으로 사용되었다. 마찰력, 마모율 그리고 접촉저항의 측정을 바탕으로 세가지 영역으로 나뉘어졌다. 이것은 그림 1에서 de Gee가 주장한 IRG Diagram과 같다. 모든 결과는 4번의 중복된 실험으로 부터 평균하여서 표 2에 나타내었다. 영역 I에서 접촉저항은 증가되었고 마모율은 매우 작았다. 영역 II에서는 접촉저항이 감소하였고 마모율이 영역 I에서보다 증가되었다. 영역 III에서 심한 마모가 발생하였고 접촉저항은 영역 II보다 조금 낮은 값을 보여주었으며 마찰력의 증가와 표면 파괴가 발생하였다.

ball-on-flat: ball과 운할조건 3을 이용한 실험 a의 결과를 그림 6의 천이도에 나타내었다. de Gee[7]는 운할유로서 광물유를 사용하였는데, 그의 천이도는 비고를 위해 같이 표시되었으며 비슷한 결과를 나타낸다. 실험 b에서는 운할조건 1을 사용하였다. 천이선들이 처음 것보다 조금 낮게 위치하고 있는데 이것은 광유의 경우보다 작은 부하능력을 나타내고 있다.

cylinder-on-flat: 실험 c는 실린더와 운할조건 1을 사용하였다. 이 실험의 결과는 그림 6에서 보는 바와 같고 다른 경우보다 천이선이 위에 위치하고 있다. 실린더와 광유를 사용한 4번째 실험은 영역 II에서 III으로의 천이선이 그림 6의 영역보다 상부에 위치함으로 여기서는 천이선을 생략하였다.

실험 a의 천이선은 실험 b의 천이선보다 두배 정도의 부하능력을 보여준다. 또한 실험 c는 다른 접촉형태로 해서 실험 b보다 4배 정도의 하중을 감당하고 있다.

하중의 차이는 그림 7에서 잘 나타나 있는데 접촉저항값이 각 시편의 보호막형성을 잘 나타내고 있다. 이 그림들은 그림 III의 실험 4에서 각기 다른 속도에서의 접촉저항값을 나타내고 있다. 각 실험에서 두 접촉형태와 운할조건이 서로 비교되고 있다. 실험 a에서 형성된 보호막이 실험 b에서 사용된 활성이 작은 운할유를 사용한 경우보다 높은 접촉저항값을 보이고 있다. 저하중에서도 속도변화로 운할막두께가 달라짐으로 접촉저항의 영향이 잘 나타나 있다. 고하중에서 접촉저항은 고속에서 훨씬 작은 값을 보이는데 이것은 온도에 의한 유막두께의 감소 때문이다. 고하중에서 접촉저항은 파괴가 일어날 때까지 감소한다. 실험 c와 d는 실험 a, b의 결과와 같은 양상을 나타낸다. 실험 b와 c는 접촉형태와 접촉저항의 관계를 보여준다. 실린더를 이용한 접촉형태가 ball의 경우 보다 훨씬 큰 접촉저항치를 보여준다.

그림 III의 실험 c에서 조도의 값이 그림 8에 나타나 있다. 저부하에서 마찰면은 조도의 변화를 보이지 않는다. 그러나, 부하가 증가될수록, 즉 영역 II에서 III으로의 천이선에 다가갈수록 거칠어진다. 천이선들은 그림 6과 같다. 모든 순간하중 실험은 같은 양상을 나타내었다.

#### 토의

무엇보다도 먼저 IRG형태의 구분은 다양한 활성도를 가진 운할유를 이용하여 ball의 경우만 아니라 실린더의 경우에도 마모연구에 적용될 수 있다. 나아가서 적당한 활성을 갖는 운할유에서 부하능력은 활성이 없는 경우보다 2배가 된다는 것을 알 수 있다.

영역 I에서 마찰계수의 값이 de Gee의 값 [7,8]보다 약간 높다. 아마도 이것은 여기서 고려치 않은 running-in의 방법과 시간에 따른 것 같다. de Gee[7]는 거친면 (0.12 um Ra)을 사용하였으나 본 실험에서 거친면은 running-in 후에 조도가 감소한다는 것이 밝혀졌다. 본 실험에서 시편은 0.025um Rq의 조도를 갖고 있다.

접촉저항의 측정으로부터 고속에서 유막두께가 증가한다는 것은 발생하지 않았고 두 접촉면의 간격은 감소하였다. 고속에서는 어느 정도의 실제 접촉과 마모가 발생하였다.

그림III에서 실험 조건에 따른 유막두께는 다음 두 조건에 의해 계산되었다. 첫째는 윤활막에 있어서 온도증가가 없다고 보았고, 둘째는 온도 증가로 인한 윤활유의 점도변화를 고려하였다. 미끄럼면의 온도는 Blok-Jaeger의 이론에 근거해서 Archard[15]가 유도해낸 표면온도 계산식으로 계산되었다. 최대온도와 평균온도가 그림9에 표시되었다. 유막두께는 그림10에 나타내었다. 유막두께와 실험에서 측정 한 조도의 값들이 그림11에서 보는 바와 같이  $\lambda$ 를 계산하는데 이용된다. 온도증가가 윤활유에 미치는 영향은 지대하나 scuffing은 원칙적으로 표면조도의 증가로부터 나타난다. 유막두께의 계산에서 온도의 영향은 그다지 크지 않고, 조도증가의 영향이 월등하다.

여기서 조도증가가 scuffing과 밀접히 관계되었다는 것이 설명되었지만 왜 조도증가가 일어나는가는 밝혀지지 않았다. 그림IV에서는 집진하중실험에서 발생하는 모든 변수들을 정리하여 그림12에 표시하였는데, 유막두께  $h$ , 표면조도  $Rq$ , 미끄럼 온도  $T$ , 마찰계수  $f$ , 접촉저항  $CR$ , normal & shear stress등이 윤활조건1의 경우에 속도와 하중에 대해 표현되었다.

무엇보다도 먼저 그림12는 하중에 따른 유막두께의 변화를 보여준다. 다음에 고압과 고온에 의해 접촉저항이 감소한다.  $\lambda$ 가 1에 다가갈수록 마찰면에서 가장 큰 변화는 마찰력의 증가인데 이는 접촉온도와 접촉응력에 강하게 영향을 미친다. 마찰력 증가는 조도가 증가하기 전 발생하고, 이것이 조도증가의 원인이 된다. 그후 조도는 표면파괴가 발생할 때까지 급격히 증가된다.

4340강에 있어서 조도증가에 대한 보호막의 영향은 그림IV에 3가지 방법으로 실험되어 그림13에 나타내었다. 유막두께와 조도의 변화가 윤활조건 1,2,3에 대해 표시되었다. 유막두께가 일정속도에서 하중증가에 따라 감소하기 때문에 마찰계수가 그림5의 1020강 처럼 증가한다. 그림13에서는 조도의 변화를 볼 수 있다. 진공펌프유와 질소 상태에서 유막두께가 조도의 값과 같을 때 ( $\lambda=1$ ) scuffing이 발생되기 시작하였다. 공기 중에서 조도증가가 늦추어 졌으며 광유의 경우  $\lambda=0.3$ 까지 늦추어 졌다.

조도증가의 형태를 그림IV의 실험b에서 볼 수 있다. 여기서 표면의 금속이 시편의 표면에서 마모되어 털어짐으로 기친면을 만들게 된다고 할 수 있다. 반대로 그림14에서 보는 바와 같이 조도는 마모보다는 표면 asperities의 소성변형에 의해 변화 된다. 이소성변형은 국부적인 (asperity scale) 큰 마찰력에 의해 발생했고, 높은 마찰계수는 감소된 유막두께에 의해 야기되었다. 마찰면에 형성된 보호막은 이 국부적인 마찰력을 억제하는 효과가 있다.

그림15는 미끄럼운동 거리에 따른  $\lambda$ 의 변화를 보여준다. 1.02 m/s에서 행해진 2분 실험과 0.15 m/s에서의 15분 실험 결과를 이용하였다. 실험은 같은  $\lambda$ 값을 갖도록 유막두께와 조도를 선정하였다. 여기서 온도의 영향을 고려하였다. 결과에서 보듯이 마지막  $\lambda$ 값은 같지 않았다. 고속에서 빠른 조도증가가 나타났다. 두가지 이유를 들 수 있는데, 하나는 소성적으로 급격히 변형된 asperities가 온도변화로 인해 저속에서보다 조도에 영향을 미쳤다. 다른 이유는 유막감소가 일반적인 온도영향으로 계산된 것보다 훨씬 더 클 것이다. 이것은 EHD이론이 온도영향을 고려하건 않 하긴 scuffing을 설명하는데 충분치 않으며, 이것은 조도증가나 보호막 형성을 설명할 수 없기 때문이다.

## 결론

1. IRG 친이도는 서로 다른 접촉형태와 윤활상태에서도 마모와 마찰력을 근기로 영역을 구분할 수 있다.
2. 온도변화를 고려하건 않하건 중요한 것은 조도증가가 파괴에 직결된다는 것이다.
3. 현재의 EHD 이론으로는 scuffing을 설명할 수 없다 그것은 조도증가와 보호막형성을 고려할 수 없기 때문이다.
4. 고압과 고온에 의해 유막이 감소함으로써 접촉저항이 감소한다. 그후 급히 감소된 유막으로부터 접촉이 생겨 국부적으로 마찰력이 증가한다. 이 증가된 마찰력이 소성변형과 조도증가를 가져오며, 그것들이 scuffing에 주된 원인이 된다. 이러한 마찰력 증가는 보호막 형성으로 지연된다.

## FIGURES

1. 일정온도에서 IRG 친이도.
2. Scuffing 하중의 계산치와 측정치.
3. 마모 시험기.
- 표1. 실험조건.
4. 초기조도와 조도변화의 관계 - 광유, 실린더, 1020.
5. 새 윤활유 사용시 마찰계수와 조도의 변화 - 실린더, 1020.
6. 순간하중시 친이도들의 비교.
- 표2. 그림6의 data.
7. 접촉저항 측정치.
8. 순간하중시 조도변화.
9. 마찰면의 온도 변화.
10. 유막두께.
11.  $\lambda$ .
12. 점진하중시 변수들의 변화.
13. 유막두께와 조도의 비교.
14. 조도의 변화.
15.  $\lambda$ 의 변화.

## 참고문헌

1. T.E. Tallian, J.I. McCool, and L.B. Sibley, Partial elastohydrodynamic lubrication in rolling contact, Inst. Mech. Eng. proc., 180 Part 3B, 1965-66
2. D. Berthe, L. Flamand, D. Foucher, M. Hassoun, and H. Godet, Theoretical and experimental load division in an EHD contact, Proc. of the 4th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, p.239, 1977
3. S.C. Kang and K.C Ludema, The breaking-in of lubricated surfaces, Wear 100, p.315, 1984
4. Y.Z. Lee and K.C Ludema, The shared-load wear model in lubricated sliding: scuffing criteria and wear coefficients, Wear 138, p.13, 1990
5. A.W. Batchelor, G.W. Stachowiak, and A. Cameron, The relationship between oxide films and the wear of steels, Wear 113, p.203, 1986
6. P. Pan and B.J. Hamrock, simple formulas for performance parameters used in elastohydrodynamically lubricated line contacts, Trans. ASME, v.111, p.246, 1989
7. A.W.J. De Gee, A. Begelinger and G. Salomon, failure mechanisms in sliding lubricated concentrated contacts, Proc. 11th Leeds-Lyon Symp., p.105, 1984
8. A.W.J. de Gee, Wear research for industry - Examples of application of the IRG transition diagram technique, Proc. Int. Conf. of Wear of material, 753-763, 1989
9. T.A. Dow and R.A. Burlon, The role of heat in the initiation of thermoelastic instabilities of rubbing contact, ASME J. Lub. Tech., v.95, p.71, 1973
10. R.R. Johnson, T.A. Dow, and Y.Y. Zhang, Thermoelastic instability in elliptic contact between two sliding surfaces, Trans. ASME, v.110, p.80, 1988
11. D.B. Durkee and H.S. Cheng, Initial scuffing damage studies in simple sliding contacts, Wear of material, p.81, 1979
12. G.H. Benedict and B.W. Kelley, Instantaneous Coefficients of gear tooth friction, Trans. ASME, v.4, p.59, 1961

13. M. Suzuki and K.C Ludema. The wear process during the running-in of steel in lubricated sliding. ASME paper. 86-Trib-44
14. B.J. Hamrock and D. Dowson. Isothermal Elastohydrodynamic lubrication of point contacts, Trans. ASME, p. 375, 1976
15. J.F. Archard, The temperature of rubbing surfaces, Wear 2, p.438, 1958/59
16. E.R. Booser, Handbook of lubrication, ASLE, CRC Press, p.232
17. A. Begelinger and A.W.J. de Gee, Failure of thin film lubrication - the effect of running-in on the load carrying capacity of thin-film lubricated concentrated contacts, Trans. ASME, v.103, p.203, 1981

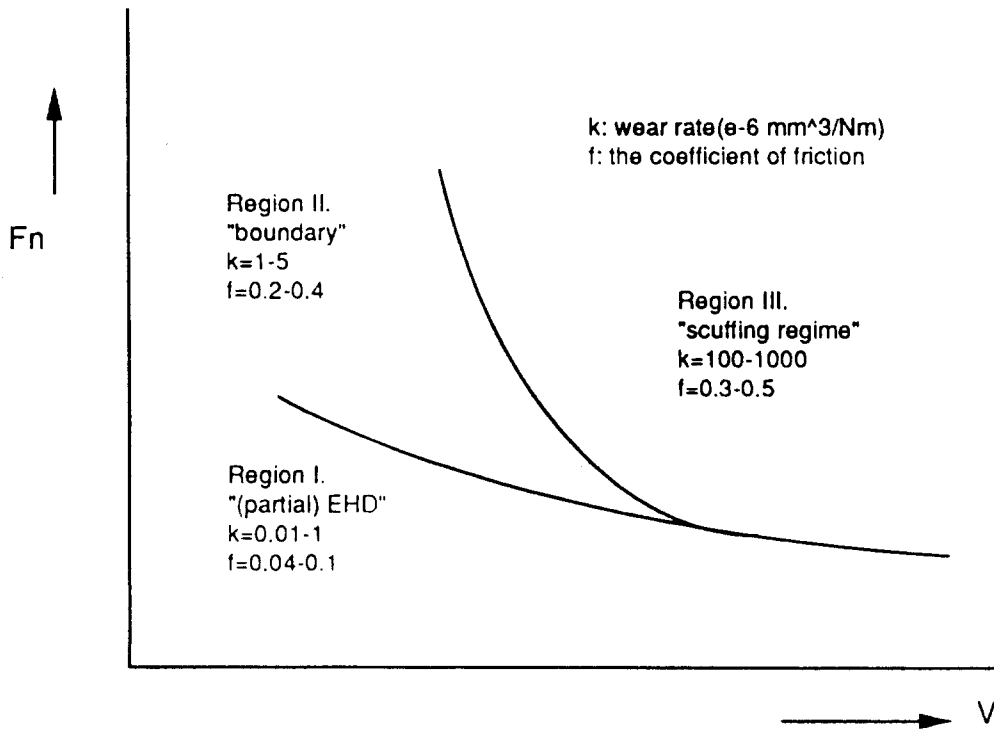


Figure 1. IRG Transition diagram at constant oil bath temperature.

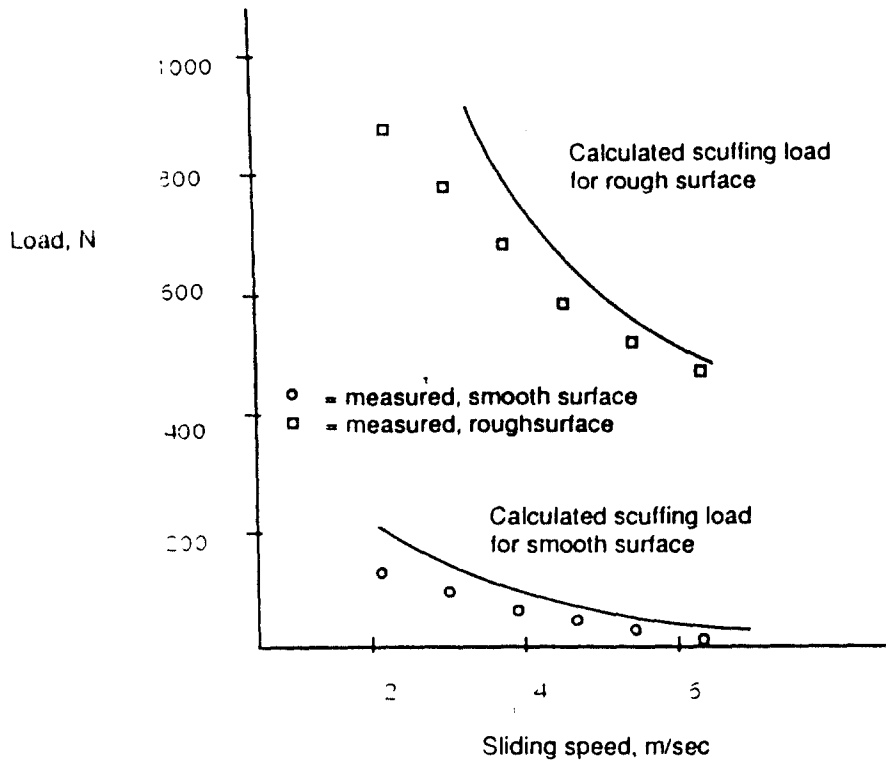


Figure 2. Comparison of measured [11] and calculated [10] scuffing loads.

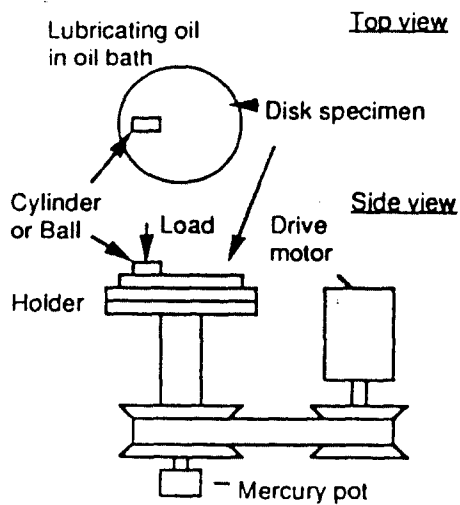


Figure 3. The schematic diagram of the wear tester.



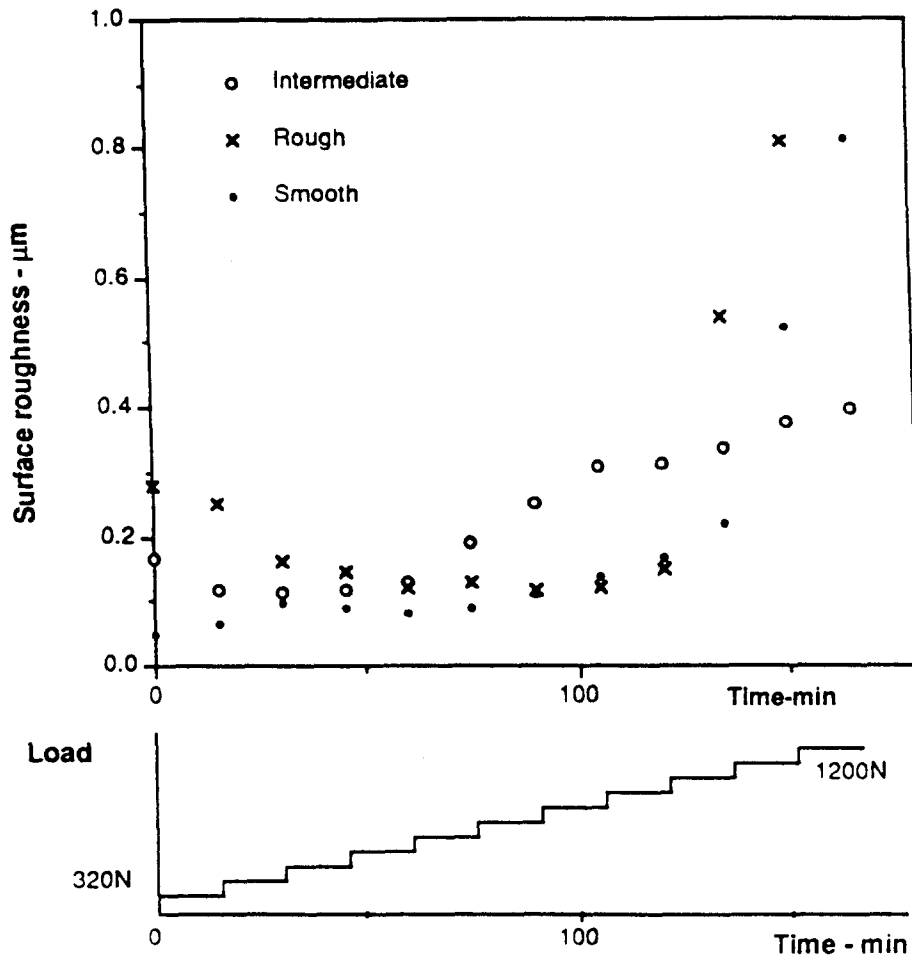


Figure 4. Changes of surface roughness depending on the initial surface roughness (test group I) with mineral oil (#3) and cylinder on soft 8 Rc disk.

Test group	Types of loading	Test series	Data points	Rq1 ( $\mu\text{m}$ )	Lubricant*	Hardness of disk	Slider	Test conditions
I	Progressive loading tests Three different initial roughness 3 series, 11 or 12 data each	a.	12	Smooth .049	3	8 Rc	Cylinder	80 N increase in load every 15 min. to severe roughening, at 11 loads from 320N to 1200N at 0.15 m/sec
		b.	12	Intermediate .165	3	8 Rc	Cylinder	
		c.	11	Rough .280	3	8 Rc	Cylinder	
II	Progressive loading tests Three different lubricants 3 series, 9 or 12 data each	a.	9	Smooth .050	1	8 Rc	Cylinder	80 N increase in load every 15 min. to failure for test a. or to severe roughening for test b. and c., at 11 loads from 320N to 1200N at 0.15 m/sec
		b.	12	Smooth .049	3	8 Rc	Cylinder	
		c.	12	Smooth .037	4	8 Rc	Cylinder	
III	Immediate loading tests Two different sliders & two different lubricants 4 series(4 replication)	a.	28	Smooth .025	3	57Rc	Ball	2 min. tests, using five or seven different loads 200, 360, 520, 760, 1000, 1240 and 1400N with each of four different speeds 0.06, 0.18, 0.48 and 1.02 m/sec(20 or 28 individual tests)
		b.	20	Smooth .025	1	57Rc	Ball	
		c.	28	Smooth .025	1	57Rc	Cylinder	
		d.	20	Smooth .025	3	57Rc	Cylinder	
IV	Progressive loading tests Three different lubricants 3 series, 7 or 9 data each	a.	7	Smooth .025	1	57 Rc	Cylinder	2 min per step at 0.72 m/sec Data were sampled after 2 and 4 min at 680 N and 840 N, then sampled after 2 min at 1000, 1160, 1320 and 1480.
		b.	9	Smooth .025	2	57Rc	Cylinder	
		c.	9	Smooth .025	3	57Rc	Cylinder	

\*Lubricant: 1. Cenco vacuum pump oil used under nitrogen atmosphere.

2. Cenco vacuum pump oil used in air.

3. Mineral oil used in air.

4. Engine oil used in air.

Table 1. Test conditions.

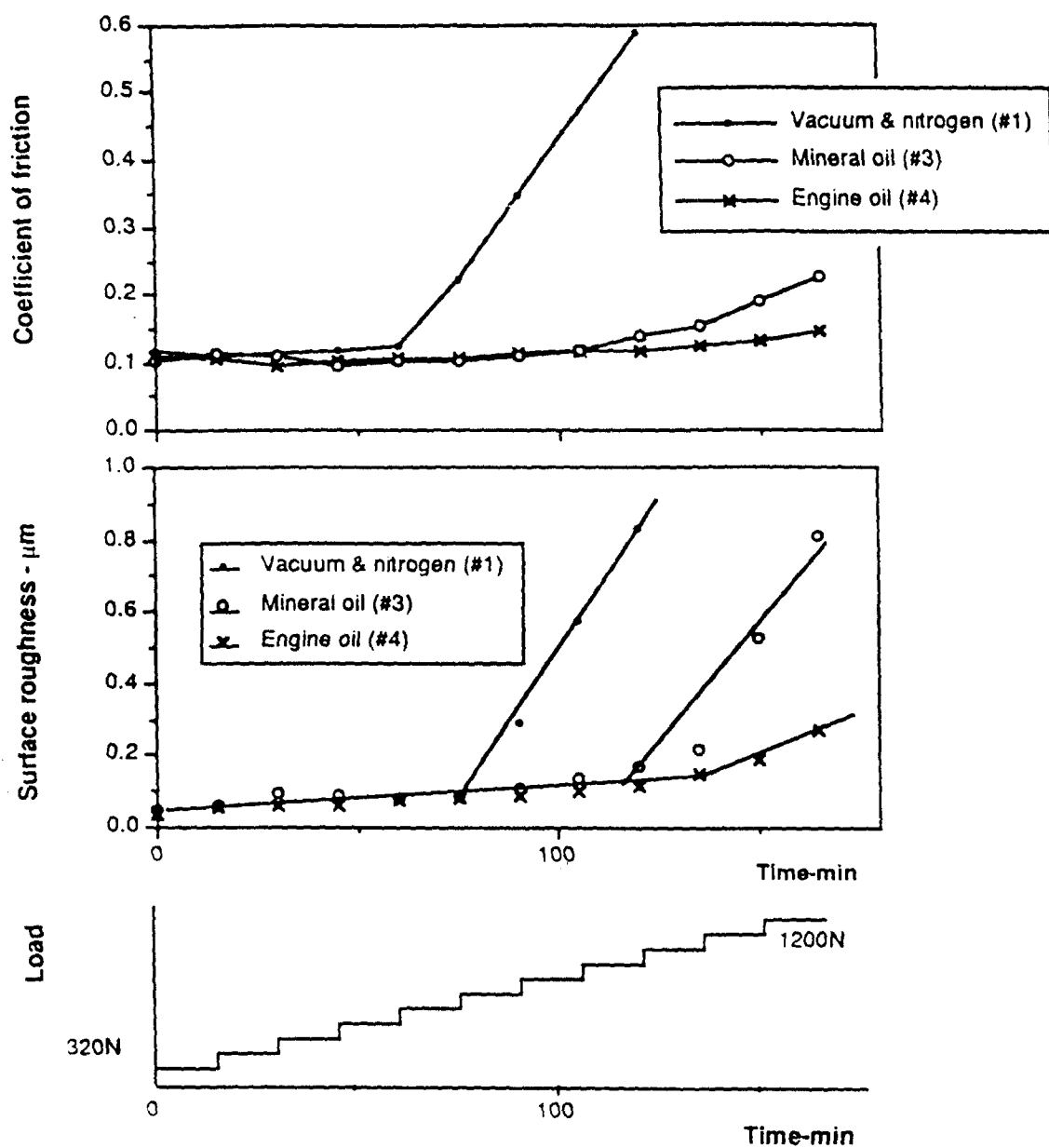


Figure 5. Changes of coefficient of friction and surface roughness with 3 lubricants (test group II) with a cylinder on a disk of 8 Rc and smooth initial surface roughness.

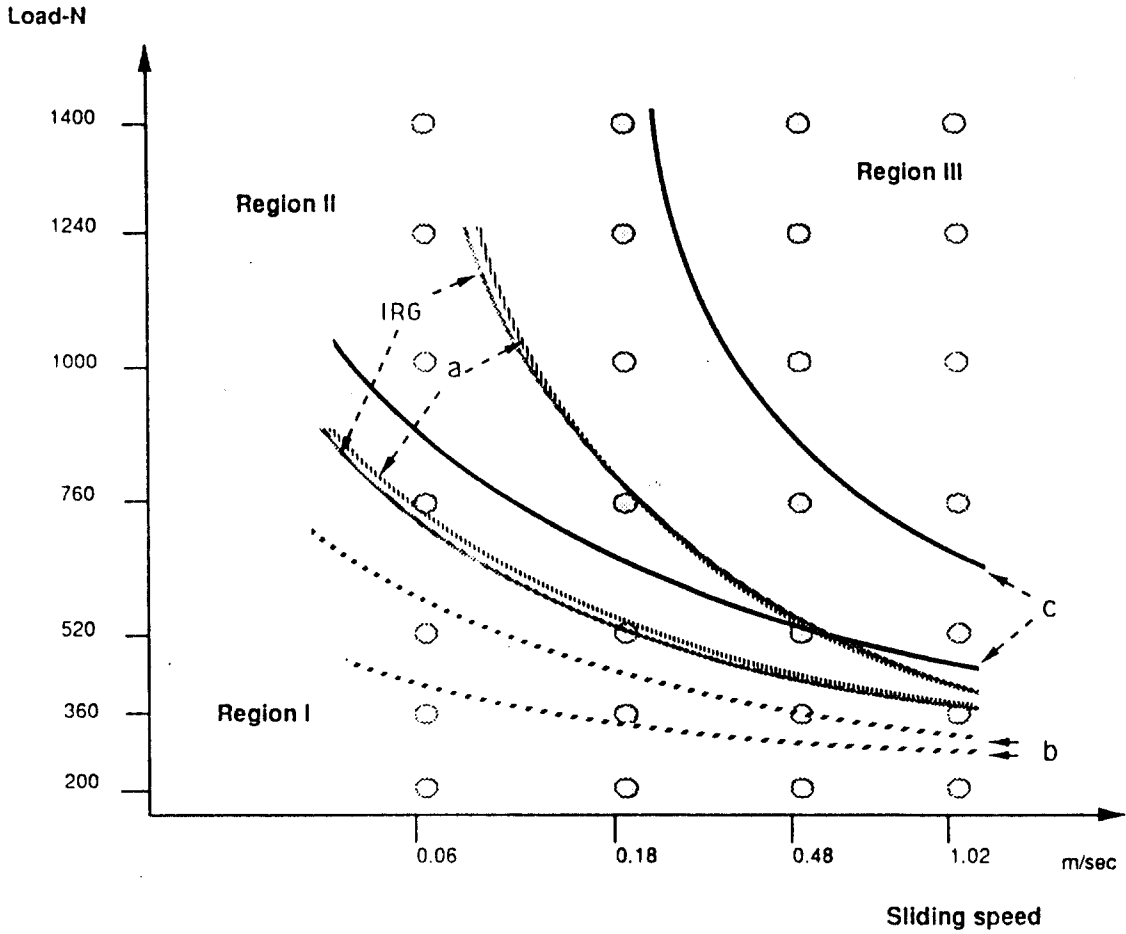


Figure 6. Comparison of the transition diagrams with immediate severity tests (test group III).

- from IRG[7] ball-on-ring with mineral oil in air (#3)
- ..... series a. ball-on-flat with mineral oil in air (#3)
- - - - - series b. ball-on-flat with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere (#1)
- series c. cylinder-on-flat with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere (#1)

		0.06 msec	0.18 msec	0.48 msec	1.02 msec
1400 N	f	6237	9012	9123	9712
	Cl	4270	3970	3620	3270
	wf	5.0000	5.3600	6.1000	6.8200
1240 N	f	1344	4293	5151	5903
	Cl	4850	4570	4270	3920
	wf	9200	4.5000	6.1600	6.5600
1000 N	f	1293	2176	3045	3899
	Cl	4880	4680	4820	4770
	wf	5500	3.2800	5.6900	5.1500
760 N	f	1278	1127	2723	3017
	Cl	4030	4120	3970	3860
	wf	1000	5500	2.1900	3.5800
520 N	f	1365	1294	1132	2952
	Cl	6270	9370	4760	4020
	wf	1000	2000	4500	1.5000
360 N	f	1342	1276	1101	9931
	Cl	8200	1.2900	5.8300	1.2200
	wf	2000	2000	2000	4500
200 N	f	1322	1228	1080	9845
	Cl	1.0700	2.3200	12.7100	31.8200
	wf	2000	2000	2000	2000

\* Coefficient of friction which was averaged for two minutes.  
 \*\* Contact ratio - Q, which was averaged for two minutes.  
 \*\*\* Wear rate -  $10^{-6}$  mm<sup>3</sup>/Nmm

a) Test series a. ball on flat with mineral oil in air (#3)

		0.06 msec	0.18 msec	0.48 msec	1.02 msec
1000 N	f	4710	6471	8127	9118
	Cl	3240	3020	2810	2940
	wf	10.9000	9.7000	8.9000	13.2000
760 N	f	2510	3311	5290	7217
	Cl	4110	3910	3870	3810
	wf	3.7000	7.8000	6.3000	8.5000
520 N	f	1331	1536	3614	4129
	Cl	4930	4070	3920	3870
	wf	2500	3.9000	6.3000	8.5000
360 N	f	1187	1149	2020	1890
	Cl	4630	4370	4020	3980
	wf	2300	1900	2.9000	3.4000
200 N	f	1139	1143	1057	9925
	Cl	9270	2.7160	6230	5270
	wf	0.1000	0.1000	1700	1800

b) Test series b. ball on flat with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere (#1)

		0.06 msec	0.18 msec	0.48 msec	1.02 msec
1400 N	f	1115	1137	8463	9657
	Cl	4230	3700	2900	2990
	wf	3400	3700	1.9000	4.2000
1240 N	f	1168	1069	5771	8973
	Cl	4200	3660	3810	3640
	wf	2700	2900	1.4900	1.8000
1000 N	f	1163	1075	4124	5160
	Cl	3840	3960	3890	3690
	wf	1300	1900	1.2400	1.8000
760 N	f	1165	1137	9942	2246
	Cl	4240	4910	7970	4560
	wf	0250	1200	2.400	9800
520 N	f	1193	1075	9313	9994
	Cl	4340	7480	4.7020	4020
	wf	0150	0150	0250	1200
360 N	f	1205	1124	9998	9917
	Cl	4970	9070	9.8390	13.5770
	wf	0100	0050	0050	0050
200 N	f	1201	1098	1010	9921
	Cl	5140	1.7140	15.5460	37.3120
	wf	0050	0050	0050	0050

c) Test series c. cylinder on flat with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere (#1)

		0.06 msec	0.18 msec	0.48 msec	1.02 msec
1400 N	f	1278	1147	1080	1059
	Cl	4020	4130	4230	4170
	wf	2.6000	2.8000	3.5000	3.5000
1240 N	f	1260	1123	1082	1120
	Cl	4370	6230	4710	4620
	wf	6000	2.9000	3.1000	3.7000
1000 N	f	1344	1231	1207	1194
	Cl	4970	1.2710	4.2370	9810
	wf	9000	4000	3000	2.9000
760 N	f	1268	1284	1219	1298
	Cl	6100	2.3900	6.9080	13.0490
	wf	1000	1000	0600	0800
520 N	f	1276	1216	1173	1070
	Cl	7270	7.1410	17.5230	25.2130
	wf	0500	0500	0500	0500

d) Test series d. cylinder on flat with mineral oil in air (#3)

Table 2. Data for Figure 6, Group III.

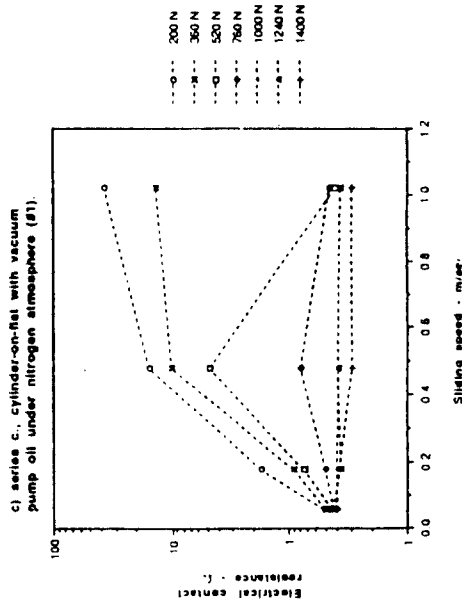
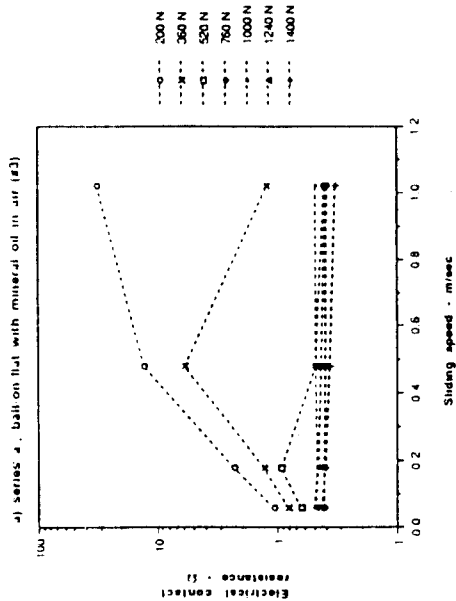
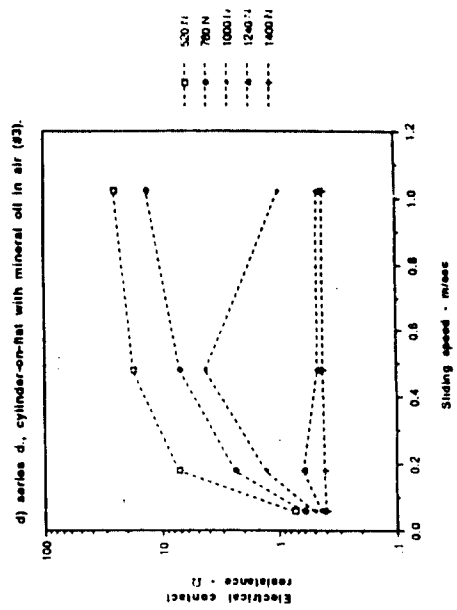
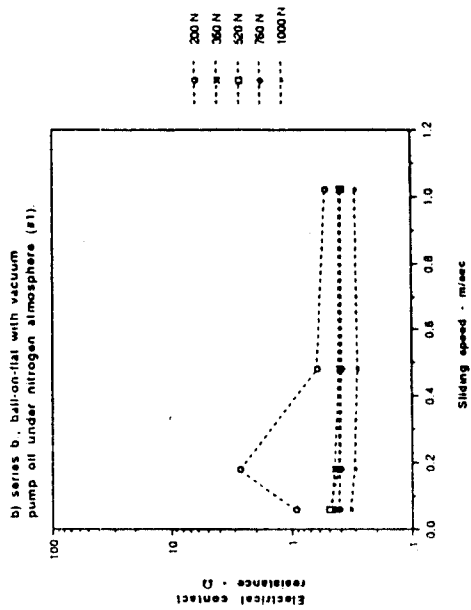


Figure 7. Measured values of the electrical contact resistance in Group III.

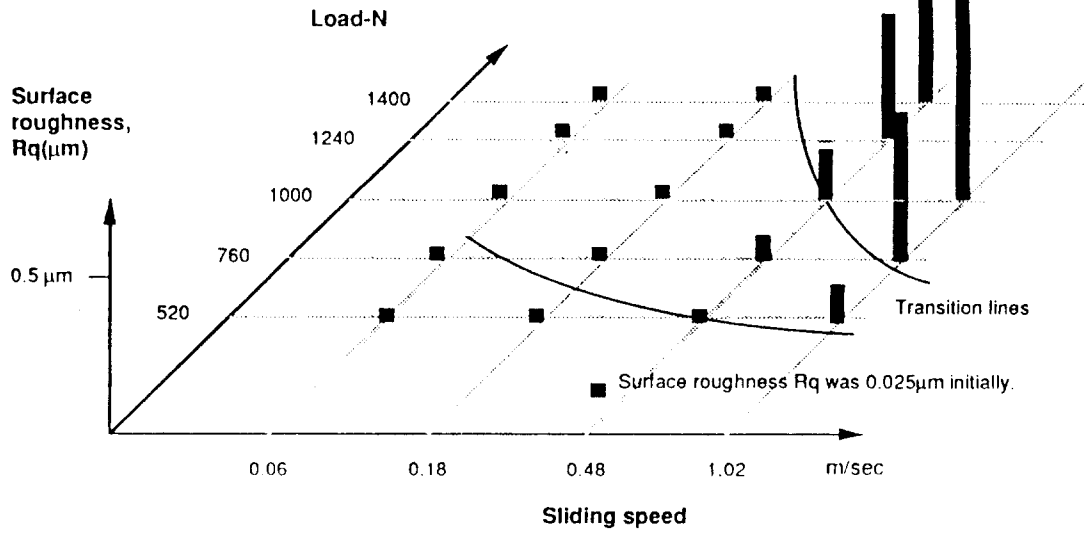


Figure 8. Surface roughness after immediate severity tests, group III (cylinder-on-flat with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere - #1).

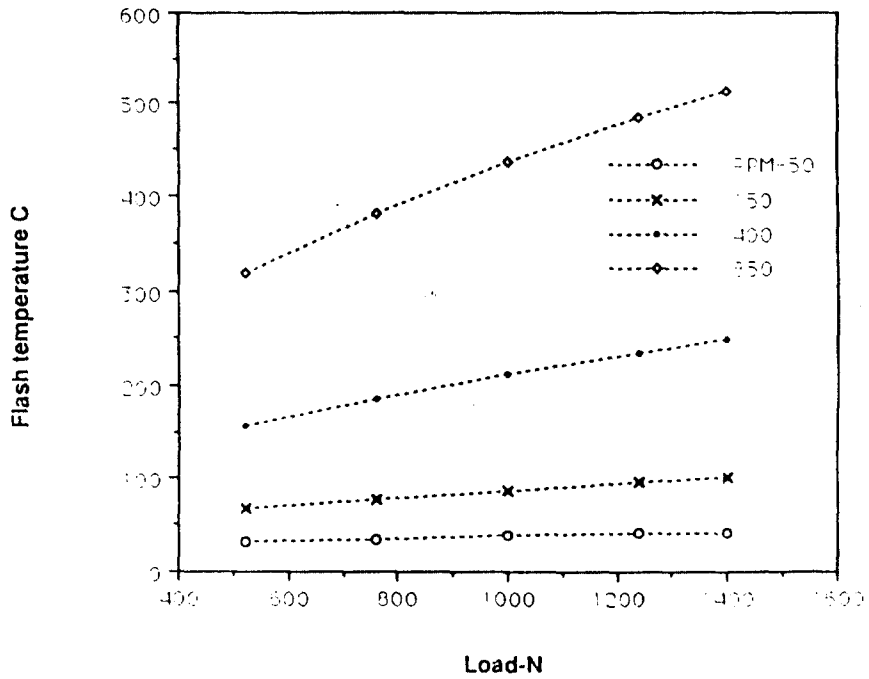
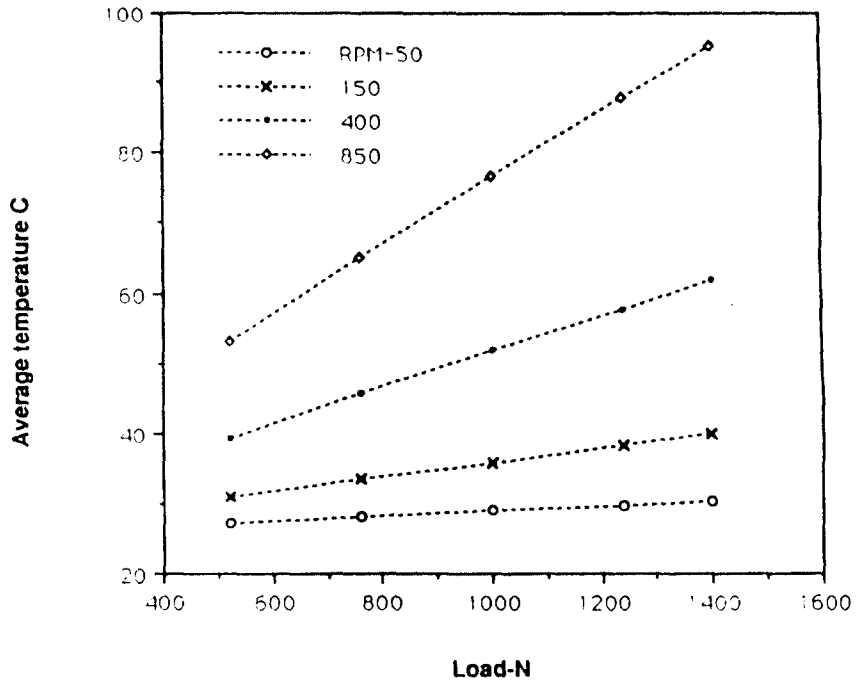


Figure 9. The average and flash (maximum) temperature of the sliding surfaces (test series c and d in group III).



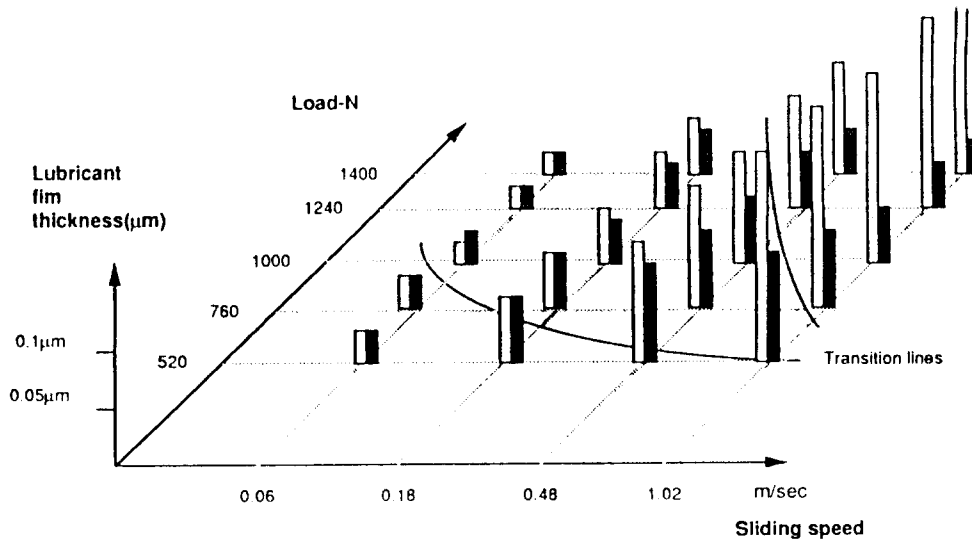


Figure 10. Lubricant film thickness for various load and speed conditions (group III, cylinder-on-flat and vacuum pump oil under nitrogen atmosphere - #1).

Calculated with isothermal condition at 25 C  
 Calculated with the effect of temperature

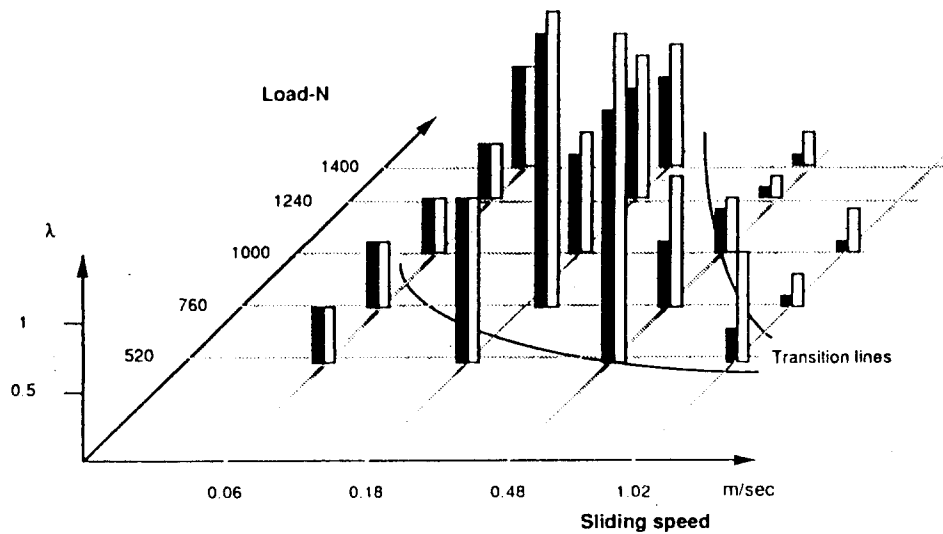


Figure 11.  $\lambda (=h/\sigma)$  for various loading conditions in group III, including temperature rise when  $\sigma$  is taken from the tests in group III, and  $h$

Calculated with isothermal condition at 25C  
 Calculated with the effect of temperature

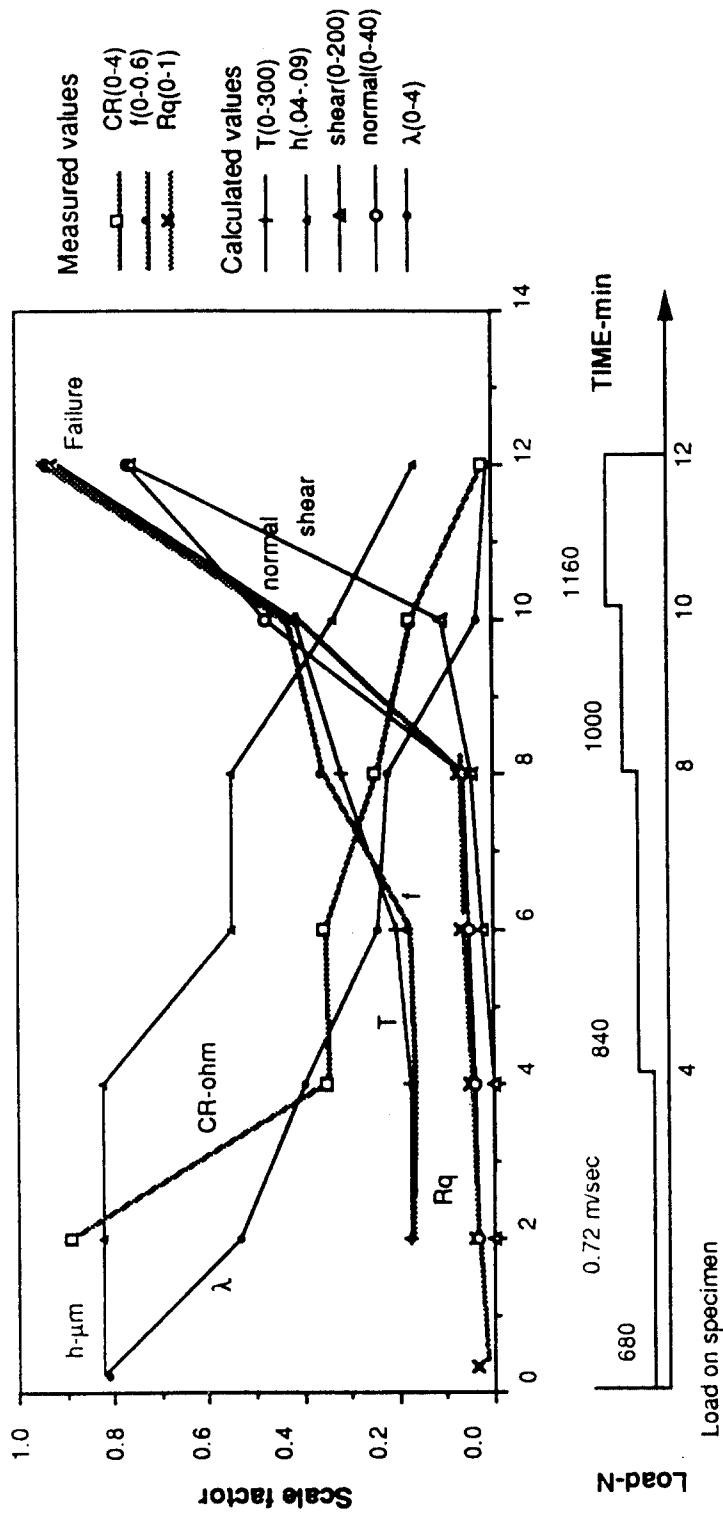


Figure 12. Loading procedure and several variables during the progressive loading test, in group V, with cylinder-on-flat and vacuum pump oil and nitrogen (#1).

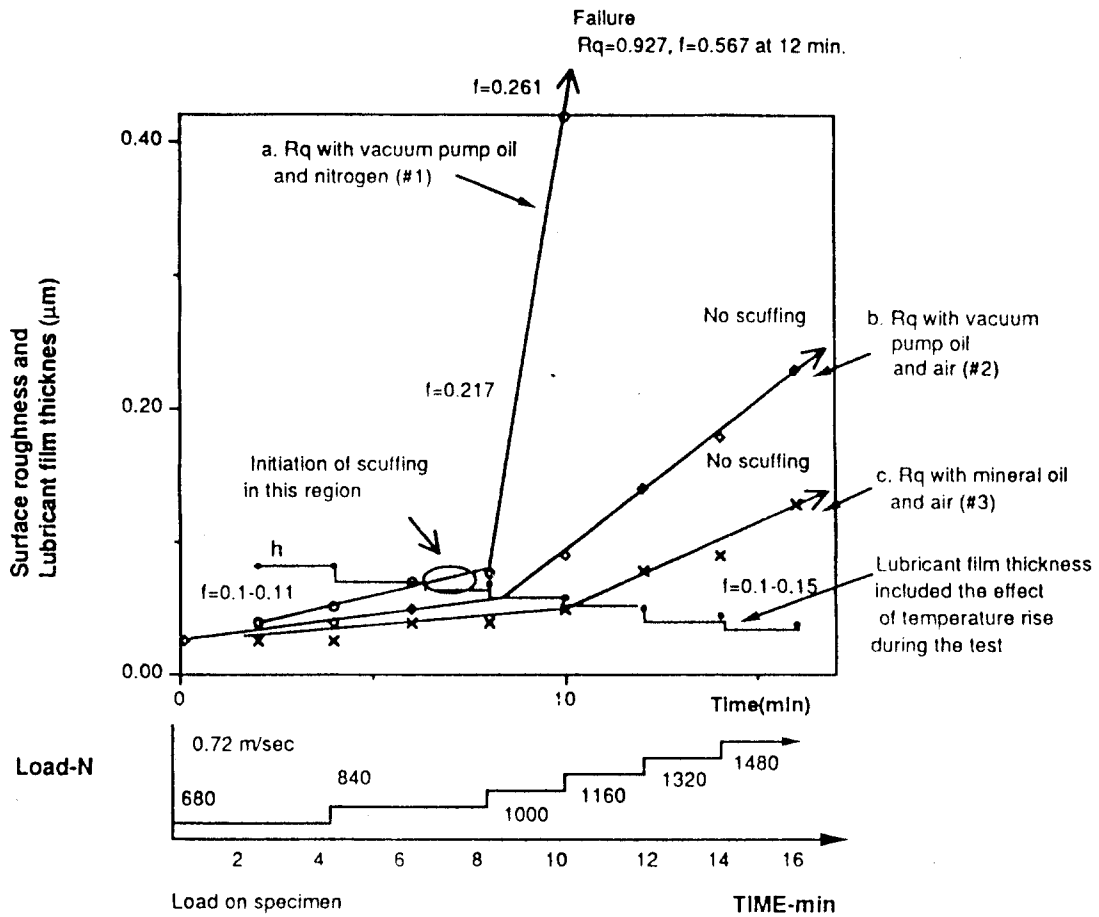


Figure 13. Comparison of lubricant film thickness with the surface roughness during the progressive loading test with cylinder-on-flat (test group IV)

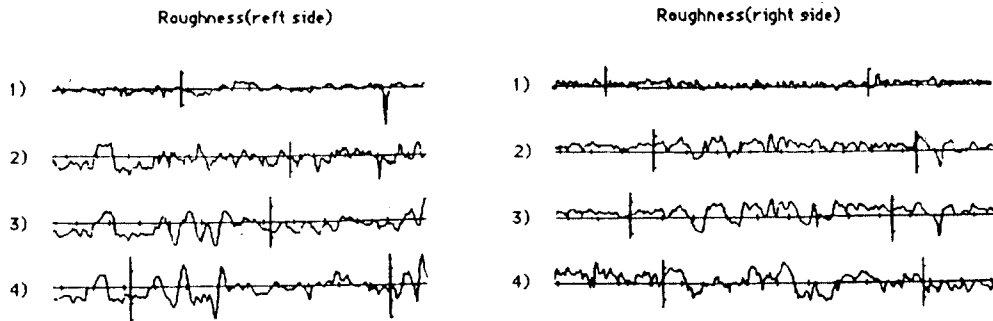
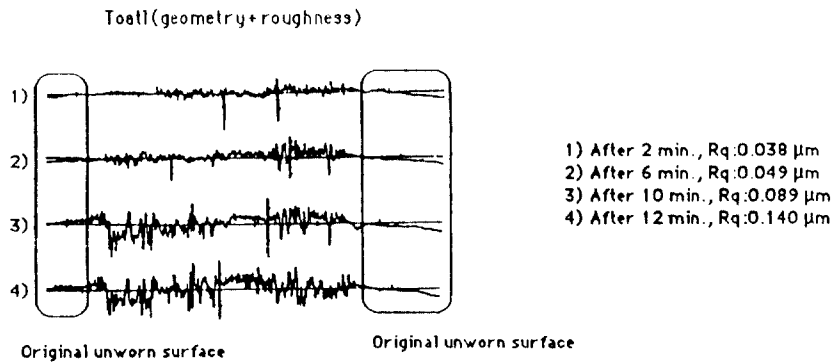


Figure 14. Changes of surface roughness during the progressive loading test with cylinder-on-flat and vacuum pump oil in air, test series b in group V.

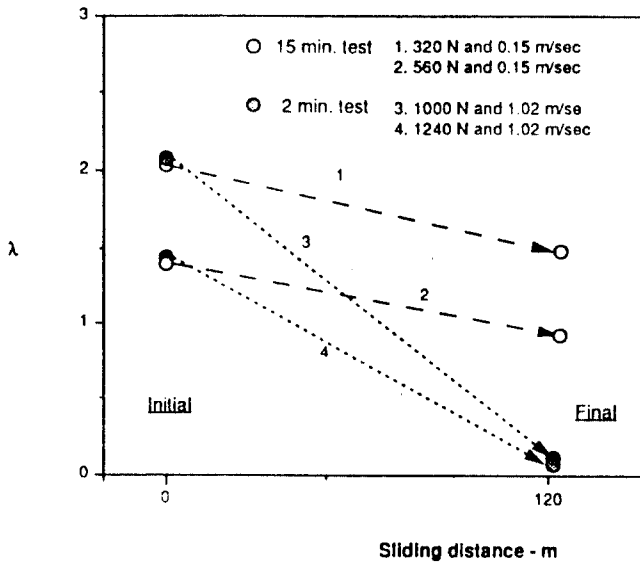


Figure 15. Changes of  $\lambda$  with same initial values, tests in group II and III with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere (#1).