

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

이 영 제

홍익대학교 산업대학 기계설계학과

## A Study on the Formation and the Loss of the Protective Layer in the Sliding Surface According to the Lubricating Conditions

Young-Ze Lee

Department of Mechanical Design Hong Ik University

**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.

### 1. 서 론

본 논문에서 Scuffing은 윤활 중에 미끄럼면이 적절한 작용으로부터 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 식으로부터 계산되고,  $\sigma(\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2})$ 는 두 미끄럼면의 복합 거칠기를 나타낸다.

$\lambda < 1$ 인 경우 Scuffing이 일어난다는 주장은 미끄럼면과 윤활유의 화학성분들 간의 반응이 거의 일어나지 않은 경우에 해당한다고 밝혀졌다. 그러나 산소와 여러 화학성분을 포함한 윤활유의 경우에는 미끄럼면에 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 (+)5.4이지만 실험 결과는 반대현상, 즉 (-)값을 나타낸다. 이러한 것은 de Gee의 연구결과와 일치하는데, 그는 IRG(International Research Group) Transition Diagram[7,8]을 사용하여 Fig.1의 형태로 그의 실험 결과를 나타내었다. (-)의 기울기에 대하여 많은 주장이 있었는데, 그 중에 가장 타당한 설명은 접촉부의 온도증가로 인하여 윤활유의 점도가 감소하였고, 따라서 유막두께가 감소한다는 것이다. 즉,

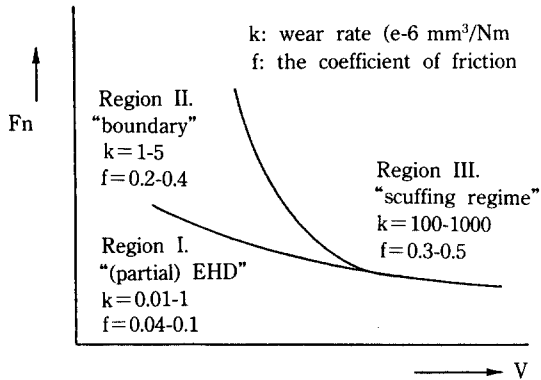


Fig. 1. IRG Transition diagram at constant oil bath temperature.

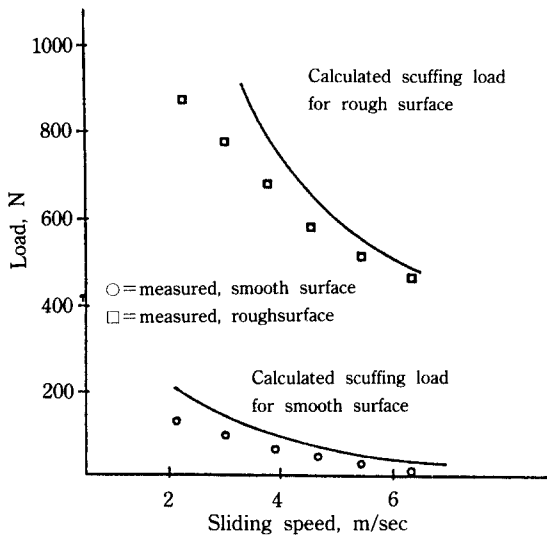


Fig. 2. Comparison of measured [11] and calculated [10] scuffing loads.

고속에서의 온도상승이 점도에 미치는 영향은 고속으로 인해 윤활막이 증가한다는 EHD(Elastohydrodynamics)의 효과보다 더 크다는 것이다.

온도의 영향을 예측하려는 시도의 하나로 T. Dow[9, 10]는 TEI(Thermoelastic Instability)에 근거하여 Fig. 2와 같이 한계하중을 계산하였다. 접촉면의 일부가 반복적으로 열을 받아, 그 부분은 팽창하게 되고 부풀어 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 Durkee와 Cheng[11]의 마찰계수 측정치, Benedict와

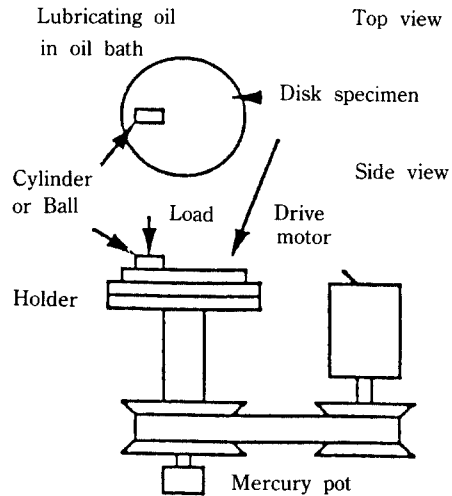


Fig. 3. The schematic diagram of the wear tester.

Kelly[12]의 온도에 따른 점도의 변이관계를 인용함으로써 이론과 실험의 거리를 그대로 노출시켰다. 그러나 그의 계산식에 의한 자료도 일반 실험 Data와 같이 (-)의 기울기를 보이고 있다.

## 2. 실험방법 및 재료

### 2-1. 방법

본 논문은 고속에서 윤활유의 점도 감소를 고려하여 Scuffing 발생시 또는 선행해서 일어나는 현상, 즉 조도 증가를 고려하여 파괴현상을 실험을 통하여 설명한다. 표면조도의 변화는 Scuffing과 Running-in에 관한 선행 연구[3, 4]에서도 보여진다. 앞에서는 원통형의 slider를 사용하였는데, 그것은 선접촉이 IRG의 방법인 점접촉보다 실제 현상을 설명하기에 적합하기 때문이다. 따라서 IRG 실험 결과와의 비교를 위해서 Ball을 따로 사용하였다. 다른 두 접촉 상태에서 보호막 형성의 영향을 IRG Diagram을 통하여 비교한다.

IRG는 실험을 일정한 속도에서 하중을 바꾸어가며 항상 새로운 시편에 행하고, 속도를 바꾸어 실험을 반복한다. 사전 연구[3, 4]를 통하여 작은 값으로부터의 점진적인 하중의 증가는 마찰면에 좋은 보호막을 형성시켜 큰 부하에서도 표면을 보호한다는 것이 밝혀졌다. 따라서 여기에서는 두 가지 접촉형태를 이용, 다음과 같은 두 가지 방법의 하중을 실험에 사용한다.

#### 2-1-1. 점진하중

일정한 속도의 적은 하중에서 실험을 시작하여 점차로 하중을 증가시킨다. 실험은 한 시편에 행해지며 속도에 따라 2분, 또는 15분 동안 급격한 조도증가 혹은 파괴가

Table 1. Test conditions.

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

\*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.

일어날 때까지 계속한다. 이것은 Running-in의 영향을 가시화하고 하중이 가해지는 동안 발생하는 일련의 변화들을 주시하기 위해 행해진다.

### 2-1-2. 순간하중

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

## 2-2. 실험

실험은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 평면 시편과 slider를 이용하여 행해졌다. 일부 실험은 slider로써 6.35 mm 지름과 길이의 cylinder를 사용하였는데, 이 실린더는 고정되어 있다. 다른 실험에서는 6.35 mm의 ball bearing을 사용하였다. 베어링은 모두 AISI 5200 steel로 만들어졌고 표면조도 0.025  $\mu\text{m}$  Rq, 62 Rc의 강도를 가졌다.

평면시편은 두 가지의 강이 사용되었는데 AISI 1020와 4340 steel이다. 1020 평면시편은 700°C에서 기름을 이용 담금질하였고, tempering하였다. 시편들은 세 가지의 조도를 갖도록 연마되었는데 0.037-0.05  $\mu\text{m}$ , 0.165  $\mu\text{m}$ , 0.280  $\mu\text{m}$ 이다. 1020을 사용한 이유는 가공이 용이하며, 이를 이용, 조도가 마모에 미치는 영향을 고려하여 실용적인 단단한 강에 적용키 위함이다.

윤활막의 두께는 선접촉의 경우 Pan and Hamrock[6]의 식에 의해, 점 접촉의 경우 Hamrock and Dowson[14]의 식을 이용 계산하였다. 또한 이 계산은 다음 두 가지 조건에서 따로 행해졌다.

#### a. 등온 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. 이 시편들은 780°C에서 3시간 가열하여 기름을 이용 담금질한 후 200°C에서 1시간 tempering하여 57 Rc의 강도를 나타내었다. 이 시편들은 0.025 Rq의 조도를 갖도록 가공되었다. 이러한 표면가공은 다른 경우에 비해 조도의 초기변화가 적음이 밝혀졌다.

윤활조건은 다음과 같이 네 경우로 구분되어 사용되었다.

1. 센코진공펌프유, 거의 활성이 없도록 질소 속에서 사용
2. 센코진공펌프유, 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 윤활면의 산화 정도를 검토하여 결정되었다.

실험은 Table 1에서와 같이 4그룹으로 나뉘어진다.

- a. 실험 그룹 I은 3종류의 실험(35번)으로 나뉘어지고, 초기 표면조도가 미끄럼 운동시 조도변화에 미치는 영향을 보기위해 세 가지의 초기 표면조도를 사용한다.
- b. 실험 그룹 II는 3종류의 실험(33번)으로 나뉘어지고 조도증가를 막거나 지연시키는 보호막의 영향을 보기위해 1020을 이용 세 가지 윤활 조건에 따라 실시한다.
- c. 실험 그룹 III은 384번의 순간하중실험이고 두 가지 slider를 사용하여 다양한 윤활유의 기능을 검사한다.
- d. 실험 그룹 IV에서는 3종류의 실험(25번)으로 나뉘어지고 실험 그룹 II와 같이 표면조도증가와 보호막 형성의 상호작용을 보기위해 행해지는데 4340의 단단한 강을 사용한다.

그룹 I과 II에서 실험 시간은 각 단계마다 15분씩이었으나 III과 IV에서는 2분으로 감소시켰다. 이는 두 경우에 같은 결과를 얻을 수 있는 것으로 실험 결과 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] 평면시편의 마모양은 표면 측정장치를 이용 마모 track의 형상변화를 근거하여 계산하였고 현미경을 이용 확인하였다. Cylinder와 ball의 마모는 현미경을 이용 마모양을 측정하였다.

## 3. 실험 결과

### 3-1. 표면조도변화

실험 그룹 I의 결과는 Fig. 4에서 보는 바와 같다. 그림 아래에 단계적으로 증가시킨 하중이 나타나 있다. 조도 감소는 거친면과 보통거친면에서 먼저 발생하였다. 60분의 미끄럼 후에 모든 마찰면이 거의 같은 조도를 나타내었다. 그 후로 마찰면은 모두 거칠어졌다. 이 실험들은 표면이 심하게 거칠어질 때까지 계속되었다. 보통 거친면은 Kang[3]이 보고한 바와 같이 거친면과 고운면보다 조도증가가 천천히 나타났다. 이 실험 결과에서, 이후의 실험은 표면조도의 계속적인 증가를 보기위해 고운면을 사용하는 것이 바람직하다는 것을 알 수 있다.

실험 그룹 II에서는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 1020 강의 경우 세 가지 윤활유에 있어서 조도의 변화를 보

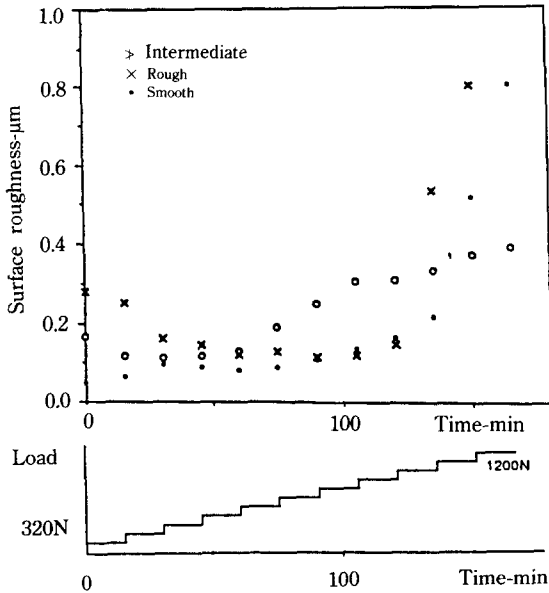


Fig. 4. Changes of surface roughness depending on the initial surface roughness (test group I) with mineral oil (#3) and cylinder on soft 8 Rc disk.

여주고 있다. 모든 평면시편은 초기에 매우 고운면을 갖고 있었다. 이 실험에서 조도증가와 마찰력의 증가가 각기 다른 윤활조건에 따라 달리 나타나고 있다는 것을 알 수 있다. 가장 활성이 적은 윤활조건 1의 표면이 빨리 조도가 증가되었다. 윤활조건 3은 좋은 보호막을 형성 하여서 조도증가가 늦게 나타났다. 모든 경우에 마찰력의 증가가 조도증가 보다 선행된다는 것을 알 수 있다. 비슷한 실험이 4340강의 경우에도 행해져서 유사한 결과가 얻어졌다. 이것은 뒤에 설명하기로 한다.

3-2. 두 가지 slider를 사용한 순간하중에 의한 천이도 그룹 III에서의 실험은 Fig.6에서 작은 원으로 표시된 하중과 속도에서 행해진다. 여기서는 ball과 cylinder가 두 가지 윤활조건으로 사용되었다. 마찰력, 마모율 그리고 접촉저항의 측정을 바탕으로 세 가지 영역으로 나누어졌다. 이것은 Fig.1에서 de Gee가 주장한 IRG Diagram과 같다. 모든 결과는 4번의 중복된 실험으로부터 평균하여서 Table 2에 나타내었다. 영역 I에서 접촉저항은 증가되었고 마모율은 매우 작았다. 영역 II에서는 접촉저항이 감소하였고 마모율이 영역 I에서보다 증가 되었다. 영역 III에서 심한 마모가 발생하였고, 접촉저항은 영역 II보다 조금 낮은 값을 보여주었으며, 마찰력의 증가와 표면 파괴가 발생하였다.

3-2-1. ball-on-flat

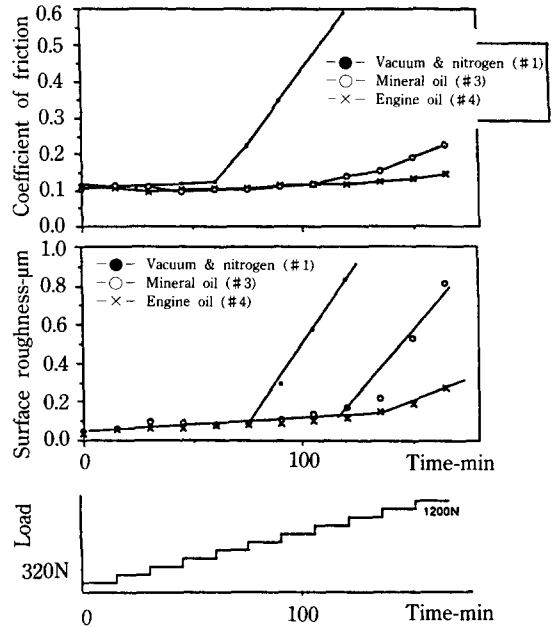


Fig. 5. Changes of coefficient of friction and surface roughness with 3 lubricants (test group II) with a cylinder on a disk of 8 Rc and smooth initial surface roughness.

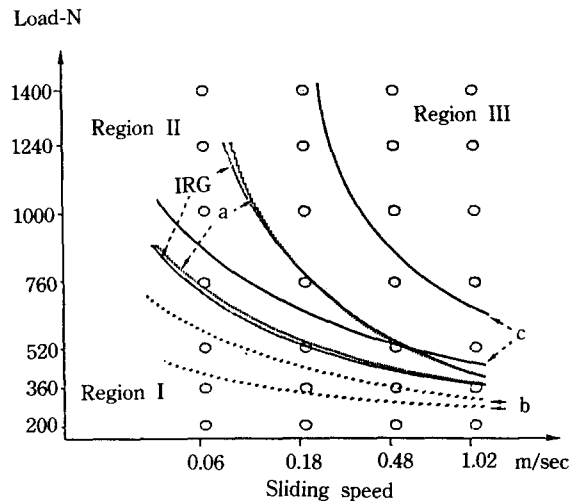


Fig. 6. Comparison of the transition diagrams with immediate severity tests (test group III).

--- 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)

Table 2. Data for Figure 6, Group III

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

		0.06 m/sec	0.18 m/sec	0.48 m/sec	1.02 m/sec
1400N	f*	.6237	.9012	.9123	.9712
	CR**	.4270	.3970	.3620	.3270
	wr***	5.0000	5.3600	6.1000	6.8200
1240N	f	.1344	.4293	.5151	.5983
	CR	.4850	.4570	.4270	.3920
	wr	.9200	4.5000	6.1600	6.5000
1000N	f	.1293	.2176	.3045	.3899
	CR	.4880	.4680	.4820	.4770
	wr	.5500	3.2800	5.6900	5.1500
760N	f	.1278	.1127	.2723	.3017
	CR	.4030	.4120	.3970	.3860
	wr	.1000	.5500	2.1900	3.5600
520N	f	.1365	.1294	.1132	.2952
	CR	.6270	.9370	.4760	.4020
	wr	.1000	.2000	.4500	1.5000
360N	f	.1342	.1276	.1101	.0931
	CR	.8200	1.2900	5.8300	1.2200
	wr	.2000	.2000	.2000	.4500
200N	f	.1322	.1228	.1080	.0845
	CR	1.0700	2.3200	12.7100	31.8200
	wr	.2000	.2000	.2000	.2000

\*Coefficient of friction which was averaged for two

\*\*Contact ratio- $\Omega$ , which was averaged for two minutes.\*\*\*Wear rate- $1.0 \text{ e}^{-6} \text{ mm}^3/\text{Nm}$ 

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

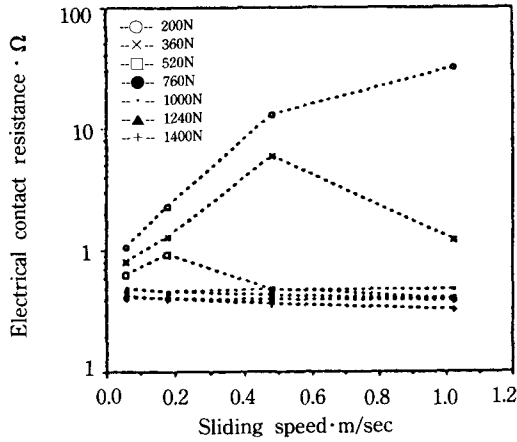
		0.06 m/sec	0.18 m/sec	0.48 m/sec	1.02 m/sec
1000N	f	.4710	.6471	.8127	.9118
	CR	.3240	.3020	.2810	.2940
	wr	10.9000	9.7000	8.9000	13.2000
760N	f	.2510	.3311	.5290	.7217
	CR	.4110	.3910	.3870	.3810
	wr	3.7000	7.8000	6.3000	8.5000
520N	f	.1331	.1536	.3614	.4129
	CR	.4930	.4070	.3920	.3870
	wr	.2500	3.9000	6.3000	8.5000
360N	f	.1187	.1149	.2020	.1890
	CR	.4630	.4370	.4020	.3980
	wr	.2300	.1900	2.9000	3.4000
200N	f	.1139	.1143	.1057	.0925
	CR	.9270	2.7160	.6230	.5270
	wr	.0100	.0100	.1700	.1800

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

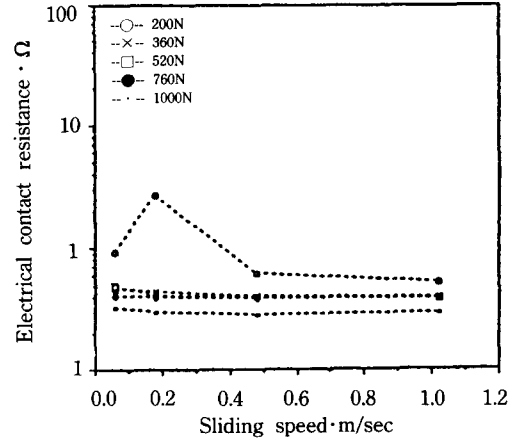
		0.06 m/sec	0.18 m/sec	0.48 m/sec	1.02 m/sec
1400N	f	.1115	.1137	.8463	.9657
	CR	.4230	.3700	.2900	.2990
	wr	.3400	.3700	1.9000	4.2000
1240N	f	.1168	.1069	.5771	.8973
	CR	.4200	.3660	.3810	.3640
	wr	.2700	.2900	1.4900	1.8000
1000N	f	.1163	.1075	.4124	.5160
	CR	.3840	.3960	.3890	.3690
	wr	.1300	.1900	1.2400	1.8000
760N	f	.1165	.1137	.0942	.2246
	CR	.4240	.4910	.7970	.4560
	wr	.0250	.1200	.2400	.9800
520N	f	.1193	.1075	.0913	.0994
	CR	.4340	.7480	4.7020	.4020
	wr	.0150	.0150	.0250	.1200
360N	f	.1205	.1124	.0998	.0917
	CR	.4970	.9070	9.8390	12.5770
	wr	.0100	.0050	.0050	.0050
200N	f	.1201	.1098	.1010	.0921
	CR	.5140	1.7140	15.5460	37.3120
	wr	.0050	.0050	.0050	.0050

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

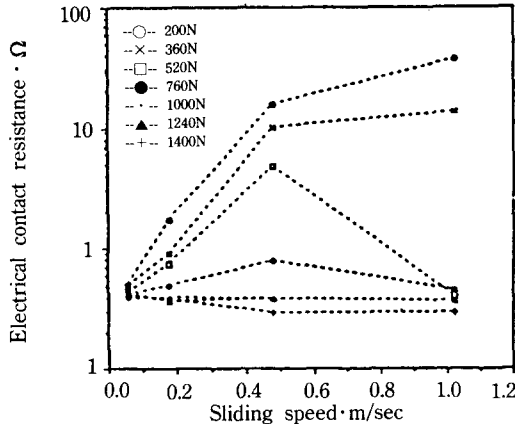
		0.06 m/sec	0.18 m/sec	0.48 m/sec	1.02 m/sec
1400N	f	.1278	.1147	.1080	.1059
	CR	.4020	.4130	.4230	.4170
	wr	.6000	2.8000	3.5000	3.5000
1240N	f	.1260	.1123	.1082	.1120
	CR	.4370	.6230	.4710	.4620
	wr	.6000	2.9000	3.1000	3.7000
1000N	f	.1344	.1231	.1207	.1194
	CR	.4970	1.2710	4.2370	.9810
	wr	.9000	.4000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



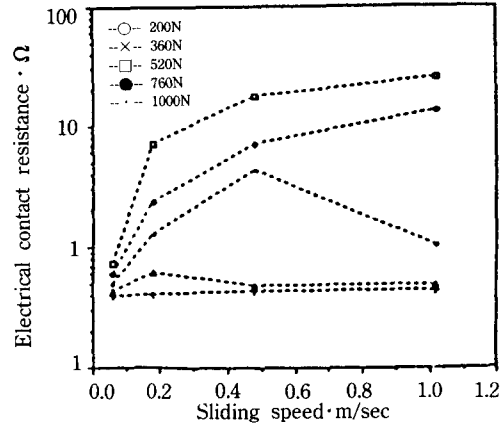
a) series a., ball-on-flat with mineral oil in air (#3).



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



c) series c., cylinder-on-Mat with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere (#1).



d) series d., cylinder-on-Mat with mineral oil in air (#3).

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

ball과 윤활조건 3을 이용한 실험 a의 결과를 Fig. 6의 천이도에 나타내었다. de Gee[7]는 윤활유로서 광물유를 사용하였는데, 그의 천이도는 비교를 위해 같이 표시되었으며 비슷한 결과를 나타낸다. 실험 b에서는 윤활조건 1을 사용하였다. 천이선들이 처음 것보다 조금 낮게 위치하고 있는데 이것은 광유의 경우보다 작은 부하능력을 나타내고 있다.

### 3-2-2. cylinder-on-flat

실험 c는 실린더와 윤활조건 1을 사용하였다. 이 실험의 결과는 Fig. 6에서 보는 바와 같으며 다른 경우보다 천이선이 위에 위치하고 있다. 실린더와 광유를 사용한 4번째 실험은 영역 II에서 III으로의 천이선이 Fig. 6의 영역보다 상부에 위치함으로 여기서는 천이선을 생략하였다.

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

하중의 차이는 Fig. 7에서 잘 나타나 있는데, 접촉저항값이 각 시편의 보호막형성을 잘 나타내고 있다. 이 그림들은 그룹 III의 실험 4에서 각기 다른 속도에서의 접촉저항값을 나타내고 있다. 각 실험에서 두 접촉형태와 윤활조건이 서로 비교되고 있다. 실험 a에서 형성된 보호막이 실험 b에서 사용된 활성이 작은 윤활유를 사용한 경우보다 높은 접촉저항값을 보이고 있다. 저하중에서도 속도변화로 윤활 막두께가 달라짐으로 접촉저항의 영향이 잘 나타나 있다. 고하중에서 접촉저항은 고속에서 훨씬 작은 값을 보이는데 이것은 온도에 의한 유막두께의 감소 때문이다. 고하중에서 접촉저항은 파괴가 일어날

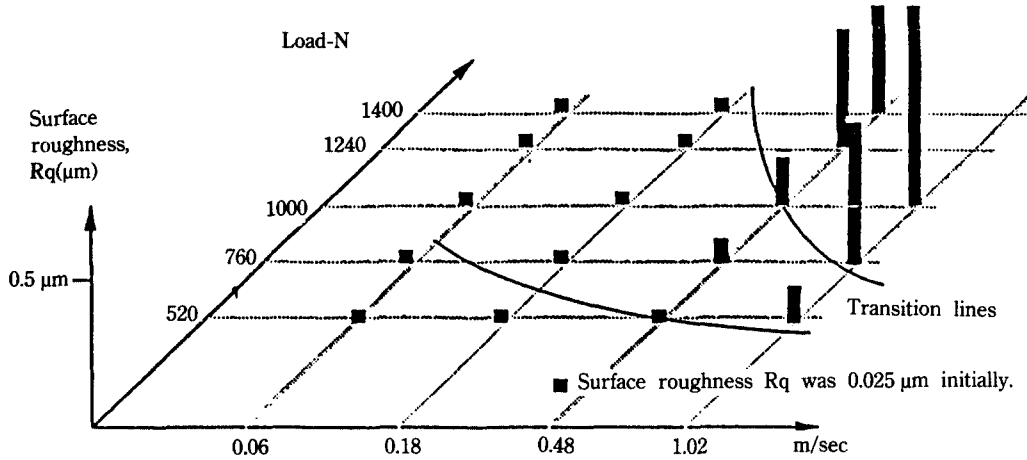


Fig. 8. Surface roughness after immediate severity tests, group III (cylinder-on-flat with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere-# 1)

때까지 감소한다. 실험 c와 d는 실험 a, b의 결과와 같은 양상을 나타낸다. 실험 b와 c는 접촉형태와 접촉저항의 관계를 보여준다. 실린더를 이용한 접촉형태가 ball의 경우보다 훨씬 큰 접촉저항치를 보여준다.

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

4. 토 의

무엇보다도 먼저 IRG 형태의 구분은 다양한 활성도를 가진 윤활유를 이용하여 ball의 경우만 아니라 실린더의 경우에도 마모연구에 적용될 수 있다. 나아가서 적당한 활성을 갖는 윤활유에서 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[17]는 거친면(0.12 μm Ra)을 사용하였으나 본 실험에서 거친면은 running-in 후에 조도가 감소한다는 것이 밝혀졌다. 본 실험에서 시편은 0.025 μm Rq의 조도를 갖고 있다.

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

그룹 III에서 실험조건에 따른 유막두께는 다음 두 조건에 의해 계산되었다. 첫째는 윤활막에 있어서 온도

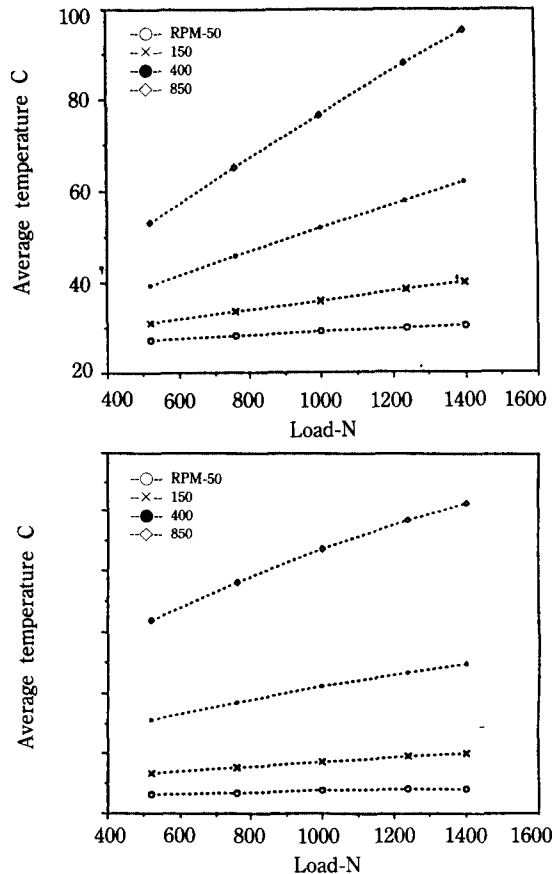


Fig. 9. The average and flash (maximum) temperature of the sliding surfaces (test series c and d in group III)



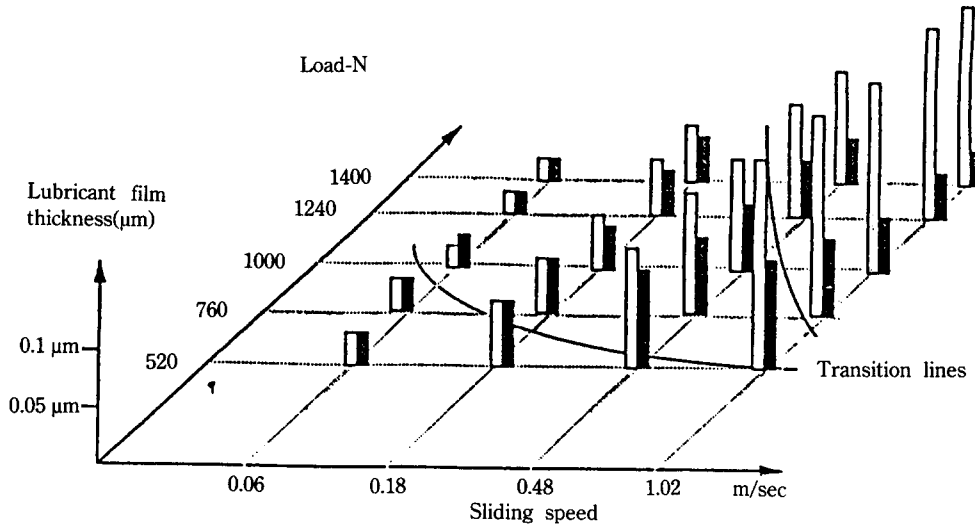


Fig. 10. Lubricant film thickness for various load and speed conditions (group III, cylinder-on-flat and vacuum pump oil under nitrogen atmosphere-# 1)

□ Calculated with isothermal condition at 25°C, ■ Calculated with the effect of temperature

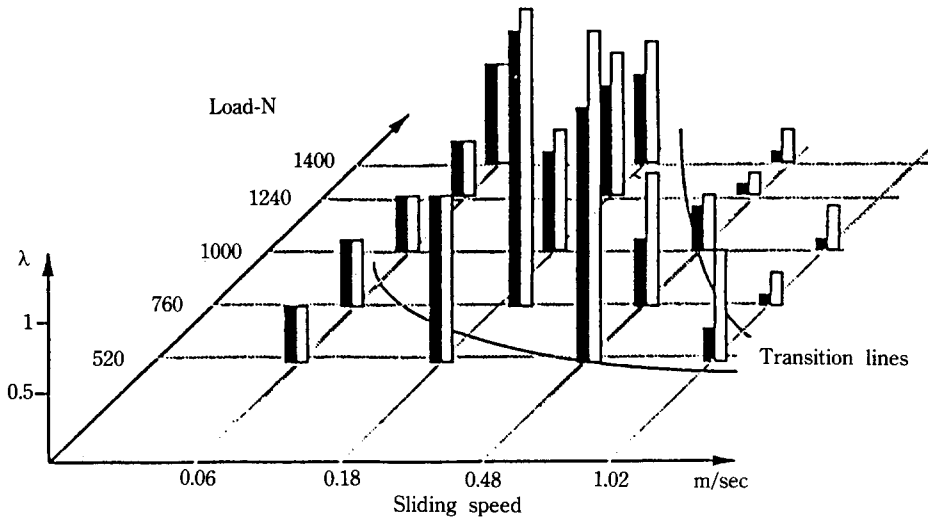


Fig. 11.  $\lambda (=h/\sigma)$  for various loading conditions in group III, including temperature rise when  $\sigma$  is taken from the tests in group III, and  $h$  □ Calculated with isothermal condition at 25°C, ■ Calculated with the effect of temperature

증가가 없다고 보았고, 둘째는 온도증가로 인한 윤활유의 점도변화를 고려하였다. 미끄럼면의 온도는 Blok-Jaeger의 이론에 근거해서 Archard[15]가 유도해낸 표면 온도 계산식으로 계산되었다. 최대온도와 평균온도가 Fig. 9에 표시되었다. 유막두께는 Fig. 10에 나타내었다. 유막두께와 실험에서 측정된 조도의 값들이 Fig. 11에서 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 일어나는 가는 밝혀지지 않았다. 그룹 IV에서는 점진하중실험에서 발생하는

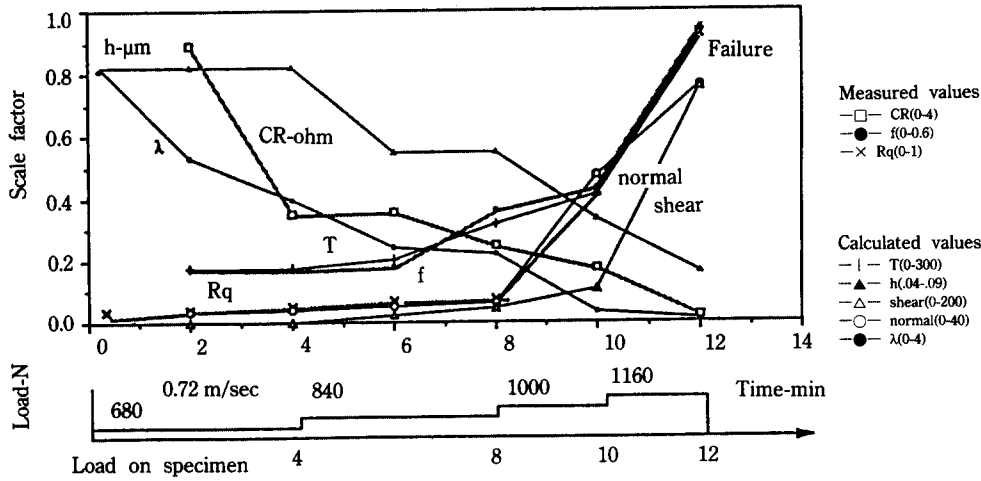


Fig. 12. Loading procedure and several variables during the progressive loading test, in group V, with cylinder-on-flat and vacuum pump oil nitrogen (#1)

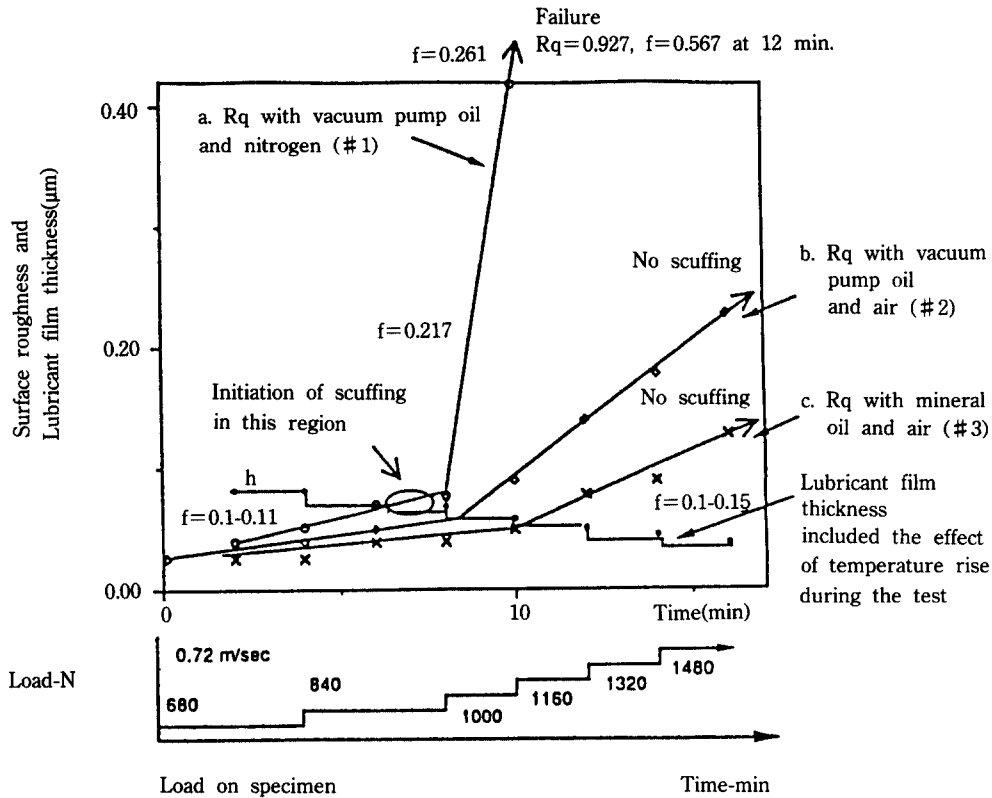


Fig. 13. Comparison of lubricant film thickness with the surface roughness during the progressive loading test with cylinder-on-flat (test group IV)

모든 변수들을 정리하여 Fig. 12에 표시하였는데, 유막 두께 h, 표면조도 Rq, 미끄럼속도 T, 마찰계수 f, 접촉 저항 CR, normal & shear stress 등이 윤활조건 1의

경우에 속도와 하중에 대해 표현되었다.

무엇보다도 먼저 Fig. 12는 하중에 따른 유막두께의 변화를 보여준다. 다음에 고압과 고온에 의해 접촉저항이

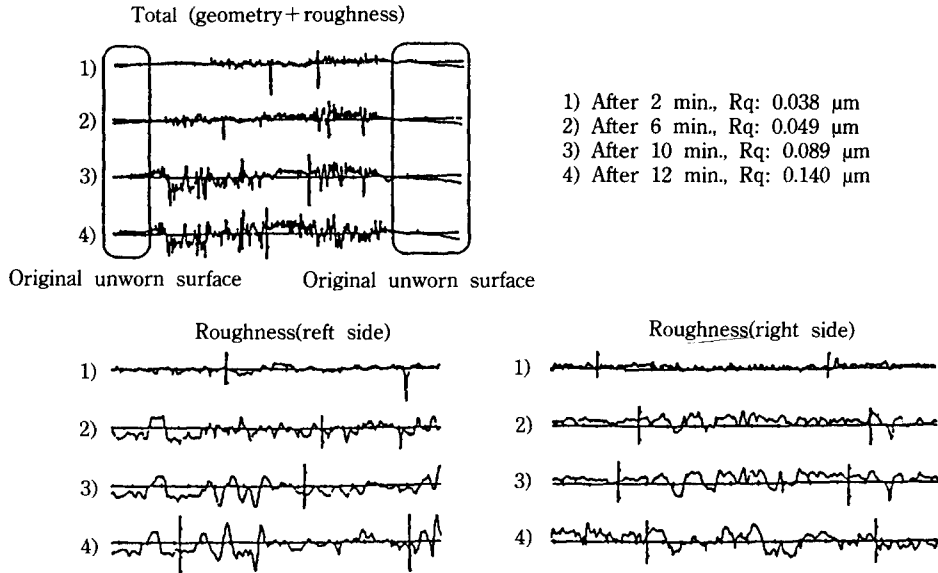


Fig. 14. Changes of surface roughness during the progressive loading test with cylinder-on-flat and vacuum pump oil in air, test series b in group V.

감소한다.  $\lambda$ 가 1에 다가갈 수록 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 그룹 IV에 3가지 방법으로 실험되어 Fig. 13에 나타내었다. 유막두께와 조도의 변화가 윤향조건 1, 2, 3에 대해 표시되었다. 유막두께가 일정속도에서 하중증가에 따라 감소하기 때문에 마찰계수가 Fig. 5의 1020강 처럼 증가한다. Fig. 13에서는 조도의 변화를 볼 수 있다. 진공 펌프유와 질소상태에서 유막두께가 조도의 값과 같을 때 ( $\lambda=1$ ) scuffing이 발생되기 시작하였다. 공기 중에서 조도증가가 늦추어 졌으며 광유의 경우  $\lambda=0.3$ 까지 늦추어졌다.

조도증가의 형태를 그룹 IV의 실험 b에서 볼 수 있다. 여기서 표면의 급속이 시편의 표면에서 마모되어 떨어 짐으로 거친면을 만들게 된다고 할 수 있다. 반대로 Fig. 14에서 보는 바와 같이 조도는 마모보다는 표면 asperities의 소성변형에 의해 변화된다. 이 소성변형은 국부적인(asperity scale) 큰 마찰력에 의해 발생했고, 높은 마찰계수는 감소된 유막두께에 의해 야기되었다. 마찰면에 형성된 보호막은 이 국부적인 마찰력을 억제하는 효과가 있다.

Fig. 15는 미끄럼운동 거리에 따른  $\lambda$ 의 변화를 보여

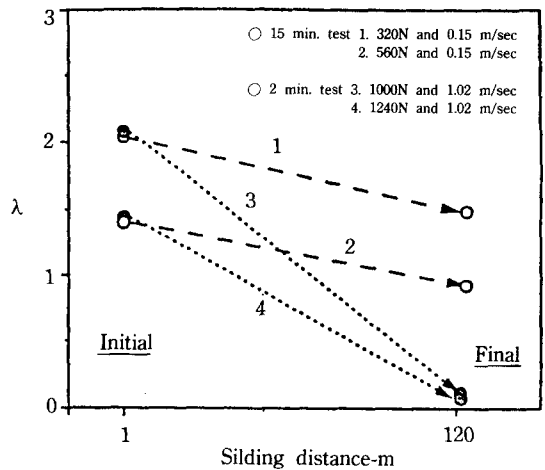


Fig. 15. Changes of  $\lambda$  with same initial values, tests in group II and III with vacuum pump oil under nitrogen atmosphere (#1)

준다. 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. 두 가지 이유를 들 수 있는데, 하나는 소성적으로 급격히 변형된 asperities가 온도변화로 인해 저속에서 보다 조도에 영향을

미쳤다. 다른 이유는 유막감소가 일반적인 온도영향으로 계산된 것보다 훨씬 더 클 것이다. 이것은 EHD 이론이 온도영향을 고려하진 안하진 scuffing을 설명하는데 충분치 않으며, 이것은 조도증가나 보호막 형성을 설명할 수 없기 때문이다.

## 5. 결 론

1. IRG 천이도는 서로 다른 접촉형태와 윤활상태에서도 마모와 마찰력을 근거로 영역을 구분할 수 있었다.
2. 온도변화를 고려하진 안하진 중요한 것은 조도증가가 파괴에 직결된다는 것이다.
3. 현재의 EHD 이론으로는 scuffing을 설명할 수 없다. 그것은 조도증가와 보호막 형성을 고려할 수 없기 때문이다.
4. 고압과 고온에 의해 유막이 감소함으로 접촉저항이 감소하였다. 그후 극히 감소된 유막으로부터 접촉이 생겨 국부적으로 마찰력이 증가하였다. 이 증가된 마찰력이 소성변형과 조도증가를 가져오며, 그것들이 scuffing에 주된 원인으로 판단된다. 이러한 마찰력 증가는 보호막 형성으로 지연되었다.

## 참 고 문 헌

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. Salomin, 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. Burton, 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.