

저어널 베어링의 좀머펠트 수 변화에 따른 마모 특성에 관한 연구

김철우 · 김경웅*

삼성전자 생활시스템연구소
*한국과학기술원 기계공학과

A Study on Wear Properties of Journal Bearing with Sommerfeld Number Variation

Cheol-Woo Kim and Kyung-Woong Kim

Living System R & D Center, Samsung Electronics Co.
*Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract—In this paper, the characteristics of lubrication and wear phenomena of journal bearing with respect to film parameter and Sommerfeld number variation are investigated experimentally and the design criterion for the hydrodynamic journal bearing is presented to avoid wear and seizure. Experimental work is performed with various rotating speed and load, and lubricant is used synthetic oil and mineral oil. By the results of the experiment, it is found that friction coefficient is decreased as Sommerfeld number is decreased, and that wear phenomenon is observed when Sommerfeld number is below 9×10^{-4} and there are much alike in wear properties between synthetic and mineral oil.

Key words—journal bearing, sommerfeld number, wear, film parameter.

1. 서 론

회전체를 지지하는 베어링의 경우 상대면과의 마찰·마모가 적은 윤활 영역에서 지속적으로 운전되는 것이 중요하지만 때로는 운전 조건에 따라 유막이 충분히 형성되지 못하는 경우가 발생하게 된다. 예를들면 윤활제 점도나 미끄럼 속도가 너무 작은 경우, 일시적인 과하중으로 유막 두께가 급격히 줄어드는 경우, 혹은 축을 기동하거나 정지시킬 때 경계윤활영역에서 운전될 수 있다. 이 영역에서 운전이 오래 지속되면 접촉면 마모에 의해 베어링 및 축 수명 단축과 마모 입자 성장 결과로 시저(seizure) 현상이 발생될 수 있으며 이로인해 회전체 시스템의 파손을 초래하므로 반드시 피해야 할 현상이다. 이를 위해서는 유막두께를 결정하는 인자들 즉, 하중, 윤활제 점도, 미끄럼 속도가 각 윤활 영역에서 어떤 특성을 나타내는가를 이해하는 것이 필요하다.

기존의 많은 연구에서도 미끄럼면 간의 유막 두께가 미끄럼면의 돌기물(asperity) 평균 높이보다 작으면 그 시스템은 시저(seizure) 위험에 빠진다는 사실을 보고하고 있으며 경계윤활에 대해서는 시저 발생에 대한 표면 조도나 미끄럼 속도가 미치는 영향에 관한 연구 [1-2]가 진행되어 왔다. 또한 표면 조도에 대한 유막 두께의 비로 정의되는 유막계수(film parameter)를 이용하여 구름 베어링 피로 수명 예측 등에 관한 연구 [3-12]도 활발히 진행되어 왔다.

유체윤활을 유지하는 이상적인 윤활 조건을 위해서는 미끄럼 베어링이나 마찰·마모가 일어나는 기계 요소에서 윤활면의 두 접촉면 거동에 관한 이해가 반드시 필요하다. 따라서 본 연구에서는 유체 동압 저어널 베어링에 있어 축의 여러 회전 속도에 대하여 윤활 및 마찰·마모 특성을 실험적으로 규명하고, 그것을 통해 저어널 베어링 설계시 마모 및 시저를 방지하기 위한 기준을 제시하고자 한다.

2. 최소유막두께의 계산

2-1. 개요

본 연구에서 필요한 유막 두께는 베어링폭 대 직경 비(L/D)가 19/55인 경우에 대해 줌머펠트 수(Sommerfeld number)와 편심율간의 관계를 수치해석을 이용하여 얻었다. 여기서 구한 줌머펠트 수와 편심율을 이용하여 각각 하중과 최소유막두께를 계산하였다.

베어링과 축 사이의 유막 두께 h 는 베어링과 축 반경차를 C , 해당 편심율이 ϵ 이면 회전각 θ 에 대해 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$h = C (1 + \epsilon \cos \theta) \quad (1)$$

원주 방향에 대한 유막 두께 분포는 베어링을 회전 각 방향으로 펼쳐 그렸을 때 Fig. 1과 같이 되며 θ 가 π 일 때 최소값이 되므로 최소유막두께 h_{\min} 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h_{\min} = C (1 - \epsilon) \quad (2)$$

2-2. 지배방정식

진원 동압 저어널 베어링의 가장 일반적인 형태의 지배 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \eta U \frac{\partial \rho h}{\partial x} + 12 \frac{\partial \rho h}{\partial t} \quad (3)$$

여기서 각 기호에 대한 설명은 다음과 같다.

x, y : 베어링 중심에 고정된 직각 좌표계

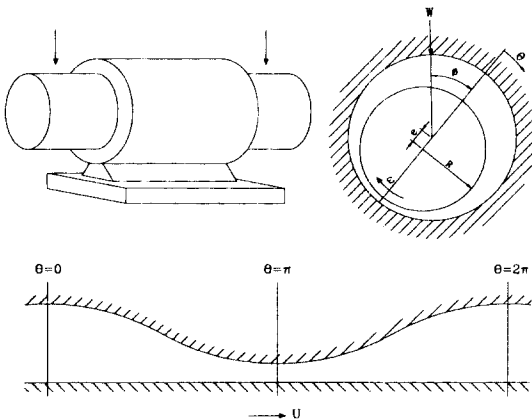


Fig. 1. Description of shaft and bearing.

p : 압력, ρ : 밀도, η : 점도, U : 축의 선속도

h : 최소유막두께, t : 시간

식 (3)에 다음과 같은 가정을 적용하면

- 등온 과정

- 정상 상태

- 비압축성 유동

아래와 같이 단순화 시킬 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6 \eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

식 (4)를 $X = \frac{x}{R}$, $Y = \frac{y}{R}$, $P = \frac{p}{p_a}$, $H = \frac{h}{C}$ 로 무차원화 하면 다음과 같은 무차원식을 얻는다. 여기서 R 은 베어링 반경, p_a 는 대기압이다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \frac{6 \eta U R}{C^2 p_a} \frac{\partial H}{\partial X} \quad (5)$$

식 (1)의 유막 두께식으로부터 식 (5)의 우변항을 상태 변수로만 표시하면 결국 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$-\nabla \cdot \left(H^3 \nabla P \right) = \frac{6 \eta U R}{C^2 p_a} \epsilon \sin \theta \quad (6)$$

2-3. 경계조건 및 계산 결과

최소유막두께를 계산할 때는 경우에 따라 경계 조건을 달리 선택하는데 대표적인 경계 조건으로 줌머펠트(Sommerfeld) 경계 조건과 레이놀즈(Reynolds) 경계 조건이 있다. 일반적으로 레이놀즈 경계 조건이 물리적으로 더 합당하기 때문에 본 해석에서는 레이놀즈 경계 조건을 사용하였다. 즉 유막이 시작되는 곳과 끝나는 곳은 모두 압력이 대기압과 같고 최대유막과 오일 그루브(oil groove)가 존재하는 곳에서는 압력이 영이다. 음압이 존재하는 구간에서는 유압을 모두 영으로 치환하고 압력의 기울기가 영인 점이 존재한다. 경계조건을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} P &= 0 & \text{at } \theta &= 0, 2\pi \\ P &= 0, \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0 & \text{at } \theta &= \theta^* \\ P &= 0 & \text{at oil groove} \end{aligned} \quad (7)$$

계산에 사용한 줌머펠트 수(Sommerfeld number)는 다음과 같다.

$$S = \frac{\eta D^3 L N}{4W C^2} \quad (8) \quad \text{계산 결과이다.}$$

여기서 η 는 점도, D 는 베어링 직경, L 은 베어링폭, N 은 회전수, W 는 하중, C 는 베어링과 축 반경차이다.

계산에 사용한 각 변수값은 다음과 같다.

$$L = 0.019 \text{ m}$$

$$D = 0.055 \text{ m}$$

$$C = 140 \times 10^{-6} \text{ m}$$

$$N = 600, 800, 1000, 1200 \text{ rpm}$$

$$\eta = 0.0072, 0.0092, 0.0106, 0.0108$$

$$0.0126, 0.0141, 0.0157 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

Table 1은 회전속도 800 rpm에 대해 편심율, 최소유막두께, 부하지지능, 줌머펠트 수와의 관계를 나타낸

3. 실험장치

3-1. 저어널 베어링 시스템

실험 장치에서 베어링 시스템의 주요 부분을 위주로 한 개략도는 Fig. 2와 같다. 베어링 시스템은 크게 나누어 회전축과 베어링으로 구성된 베어링 시험 부위, 하중 장치 및 구동 모터 부위, 그리고 주변의 계측 장치로 구성되어 있다. 먼저 베어링 시험 부위에서의 축 부분은 베어링과 맞대는 부분 만큼의 폭을 유지하고 나머지는 단을 주는 형태로 하였으며 실제 베어링과의 상대면에 해당하는 축 부분은 손상시에 전체 축을 다시 가공할 필요가 없도록 슬리브 형태의 축을 고

Table 1. Variation of eccentricity ratio, MOFT and load capacity with Sommerfeld number (N=800 rpm, $\eta=0.0126 \text{ N/s/m}^2$)

Eccentricity ratio	MOFT (μm)	Load capacity (N)	Sommerfeld number	Eccentricity ratio	MOFT (μm)	Load capacity	Sommerfeld number
0.9810	2.66	6598.1	0.1027E-02	0.9842	2.21	8031.0	0.8435E-03
0.9811	2.64	6636.0	0.1021E-02	0.9843	2.19	8085.3	0.8378E-03
0.9812	2.63	6674.2	0.1015E-02	0.9844	2.18	8140.1	0.8322E-03
0.9813	2.61	6712.7	0.1009E-02	0.9845	2.17	8195.4	0.8265E-03
0.9814	2.60	6751.5	0.1003E-02	0.9846	2.15	8251.1	0.8210E-03
0.9815	2.59	6790.6	0.9975E-03	0.9847	2.14	8307.3	0.8154E-03
0.9816	2.57	6830.0	0.9918E-03	0.9848	2.12	8363.9	0.8099E-03
0.9817	2.56	6869.7	0.9860E-03	0.9849	2.11	8421.0	0.8044E-03
0.9818	2.54	6909.7	0.9803E-03	0.9850	2.10	8478.6	0.7989E-03
0.9819	2.53	6949.9	0.9747E-03	0.9851	2.08	8536.6	0.7935E-03
0.9820	2.52	6990.5	0.9690E-03	0.9852	2.07	8595.1	0.7881E-03
0.9821	2.50	7031.4	0.9634E-03	0.9853	2.05	8654.1	0.7827E-03
0.9822	2.49	7072.6	0.9578E-03	0.9854	2.04	8713.5	0.7774E-03
0.9823	2.47	7114.1	0.9522E-03	0.9855	2.03	8773.4	0.7721E-03
0.9824	2.46	7155.9	0.9466E-03	0.9856	2.01	8833.8	0.7668E-03
0.9825	2.45	7198.0	0.9411E-03	0.9857	2.00	8894.6	0.7616E-03
0.9826	2.43	7240.4	0.9356E-03	0.9858	1.98	8959.5	0.7561E-03
0.9827	2.42	7283.4	0.9300E-03	0.9859	1.97	9025.9	0.7505E-03
0.9828	2.40	7327.8	0.9244E-03	0.9860	1.96	9100.9	0.7443E-03
0.9829	2.39	7372.5	0.9188E-03	0.9861	1.94	9179.3	0.7379E-03
0.9830	2.38	7419.9	0.9129E-03	0.9862	1.93	9258.6	0.7316E-03
0.9831	2.36	7468.2	0.9070E-03	0.9863	1.91	9338.9	0.7253E-03
0.9832	2.35	7517.0	0.9011E-03	0.9864	1.90	9420.1	0.7191E-03
0.9833	2.33	7566.1	0.8953E-03	0.9865	1.89	9516.9	0.7118E-03
0.9834	2.32	7615.6	0.8895E-03	0.9866	1.87	9599.4	0.7056E-03
0.9835	2.31	7665.6	0.8837E-03	0.9867	1.86	9683.1	0.6996E-03
0.9836	2.29	7716.0	0.8779E-03	0.9868	1.84	9767.7	0.6935E-03
0.9837	2.28	7766.7	0.8722E-03	0.9869	1.83	9853.3	0.6875E-03
0.9838	2.26	7818.2	0.8664E-03	0.9870	1.82	9940.0	0.6815E-03

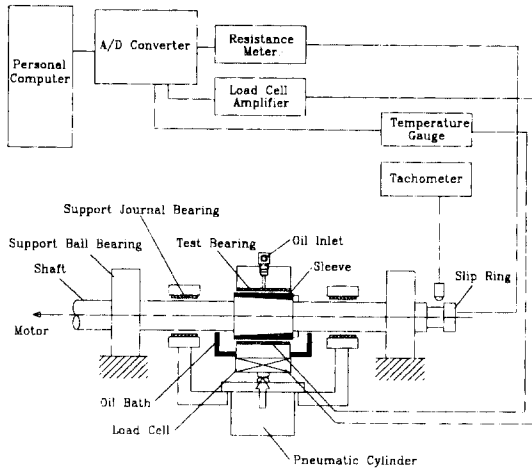


Fig. 2. Schematic of journal bearing and measurement system.

안하여 기본축에 끼워넣을 수 있도록 하였으며 슬리브와 축의 미끄럼 방지를 위해 키(key) 및 이완방지너트를 사용하였다. 베어링은 상·하부 분리형으로서 각각의 베어링에 있는 돌출키와 하우징에서의 키홈 부분에 의해 고정되어 진다. 축을 회전시키기 위한 구동 부위는 축과 모터(1.5 kW DC motor)에 풀리를 이용한 V-벨트에 의해 동력을 전달하며 제어 박스(control box)에 있는 모터 속도 제어기를 사용하여 속도를 가변할 수 있도록 하였다. 베어링에 가하는 하중은 공압 실린더를 사용하였으며 하부에서 하중을 가하는 방식을 택하였다. 또한 두개의 지지 저어널 베어링이 시험용 메탈 베어링에 하중을 가하는 공압 실린더를 지지함으로써 시험용 메탈 베어링에 가해지는 하중이 한쪽 방향의 하중이 되면서도 보조 구름 베어링에 직접 전달되는 것을 막을 수 있으며 아울러 시험 가능한 최대 하중, 속도가 보조 구름 베어링의 성능에 의해 제한 받는 것을 방지 할 수 있도록 하였다. 공압 실린더는 시스템 하부에 있는 프레임 구조물 내부에 위치하고 있으며 공급되는 공기압은 최대 5 kgf/cm^2 정도이고 최대 허용 하중은 약 1톤 이다. 하중은 공기압 조절 밸브를 사용하여 조정하였고 시험 베어링과 공압 실린더 사이에 설치되어 있는 로드셀을 통해 측정하도록 하였다. 윤활유의 공급은, 시험 베어링의 경우 베어링 시험 부위로부터 약 1 m 높이에 위치한 오일 탱크에서 자연 낙하 방식으로 베어링 상부 하우징의 오일 주입구를 통해 시험 베어링에 공급되고 배출된

윤활유는 오일조(oil bath)를 통해 하부의 오일 저장통으로 유출되게 하였으며, 지지 저어널 베어링의 경우는 오일 펌프를 사용하여 베어링 하부 하우징의 오일 주입구로 공급하였고 지지 저어널 베어링에서의 마모 방지를 위해 상대적으로 점도가 높은 오일을 사용하였다.

실험에 사용된 측정 장치는 토크 측정 부분과 접촉 저항 및 온도 등의 측정 부분으로 나눌 수 있다. 먼저 토크 측정은, 인장형 로드셀 한쪽을 베이스에 고정시키고 다른 한쪽은 베어링 하우징에 연결하여 베어링에 가해지는 마찰 토크를 측정하였다. 여기서 얻은 마찰 토크는 축과 베어링에서 발생하는 마찰력으로 환산하여 마찰 계수를 구하는데 사용하였다. 또한 시험 베어링의 마찰 토크에 비해 보조 저어널 베어링에서 발생하는 마찰 토크는 상대적으로 작다고 가정하고 시험 베어링 부위의 전체적인 마찰·마모 특성에 대한 경향을 관찰하기 위해 무시하였다.

축과 베어링 간의 접촉 저항은 축과 시험 베어링을 제외한 보조 저어널 베어링, 보조 구름 베어링, 베이스 등 축과 접촉되는 나머지 모든 부분을 절연시켜, 축으로부터 나오는 신호는 축 끝단의 슬립 링(slip ring)을 통해 베어링으로부터 나오는 신호와 함께 각각 외부로 검출토록 하였다.

베어링의 온도는 시험 베어링이 조립되는 베어링 하우징 하부 중앙에 드릴 가공하여 원주 방향으로 열전대를 삽입하고 반대쪽 열전대 끝단을 온도 측정용 집적 회로 칩(AD 595: Monolithic Thermocouple Amplifier)에 연결한 후, 그 전압값을 A/D 컨버터(converter)를 사용하여 컴퓨터를 통해 베어링 배면의 온도 분포를 측정하였다. 이때 윤활유의 공급 온도 및 베어링 출구 온도도 동시에 측정하였다.

축의 회전 속도는 모터 속도 제어기로 최대 3500 rpm까지 조정되며 타코메타(tachometer)를 사용하여 실제 축의 회전 속도를 측정하였다.

3-2. 시험 베어링

본 연구에 사용되는 베어링은 첫째 교환하기가 용이하고, 둘째 실험 종료 후 베어링의 손상면을 잘 관찰할 수 있는데 주안점을 두어, 상·하부가 분리되는 엔진 베어링을 선정하였으며, 실험에 사용된 베어링은 알루미늄 합금의 라이닝 구조로서 자동차 엔진용 메탈 베어링이다. 이 베어링은 상부와 하부로 나뉘어

Table 2. Specifications of test bearing

Diameter (mm)	55
Length (mm)	19
Clearance (mm)	0.104-0.122
Composition (%)	Al(90), Pb(5), Si(4), Sn(0.5), Mn(0.3)
Back Steel	AISI 1010

Table 3. Composition and properties of shaft material

Material	SCM 440 (크롬 몰리브덴강 강재)
Composition (%)	C(0.38-0.43), Si(0.15-0.35), Mn(0.6-0.85) P(0.03이하), S(0.03이하), Cr(0.90-1.20) Mo(0.10-0.30)
Journal Diameter (mm)	55
Tensile Strength (kgf/mm ²)	100
Hardness (H _B)	285~352

Table 4. Specifications of test oil

	Mineral Oil	Synthetic Oil
Oil Density (15°C)	$\rho=916 \text{ kg/m}^3$	$\rho=974 \text{ kg/m}^3$
Oil Viscosity (40°C)	$\eta=0.0272 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$	$\eta=0.0295 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
Oil Viscosity (100°C)	$\eta=0.0039 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$	$\eta=0.0050 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
Viscosity Index	24	97

저 있으며 상부 베어링에만 오일 그루브가 원주 방향으로 가공되어 있고 상부의 중앙 부위에 오일 주입구가 있는 형태이다.

본 실험에 사용된 베어링의 주요 사양은 Table 2와 같으며, 축의 물성치는 Table 3, 그리고 사용 오일 사양은 Table 4에 나타내었다.

3-3. 실험 조건

실험은 부하 하중, 축 회전 속도, 윤활유 종류 등을 변화시켜 여러 운전 조건하에서 저어널 베어링에 대한 윤활 영역 천이에 따른 마찰·마모 특성을 관찰하였다. 즉, 축 회전 속도를 관심있는 값에 고정시키고 작은 하중부터 시작하여 동일 시편에 대해 베어링에 마모가 관찰될 때까지 점진적으로 하중을 증가시켰다. 이때 실험장치의 파손등을 피하기 위해 실험은 베어링 및 축의 윤활면에서 시저가 일어나기 전까지만 수행하였고 여러 가지 회전 속도 각각에 대해 진행하였다.

또한 사용 환경이나 운전 조건에 따라 윤활제 선정 기준이 바뀌는 것을 감안하여 윤활제는 광유(mineral oil)와 합성유(synthetic oil)를 각각 1종류씩 선정하여 실험하였다.

본 실험에서는 앞에서 언급한 실험 장치 및 조건을 통해 시저 발생 징후에 대한 판단 기준을 다음과 같이 정했다.

가) 마찰 토크값이 급격히 증가하는 경우

나) 축과 베어링간의 접촉 저항이 1 k Ω 이하가 되는 경우

다) 베어링 배면 온도가 급격하게 상승하는 경우

4. 결과 및 고찰

4-1. 합성유 실험 결과

본 실험에서는 부하 하중을 변화시켜가며 여러 가지 회전 속도에 대해 저어널 베어링과 축 사이의 마찰 및 마모 특성을 관찰하였다. 분석에 사용된 데이터로서 유막계수를 구하기 위해 유막 두께는 이론으로 계산하였고 합성 표면 조도는 축과 시험 베어링 각각의 조도 측정 데이터를 통계적 수법을 적용하여 구한 평균값을 사용하였다. 사용한 값으로 축 조도는 0.401 μm (rms), 베어링 조도는 0.298 μm (rms)이다. 또한 계산 및 분석에 사용된 점도 데이터는 40°C와 100°C의 점도를 실제 측정하여 이것을 이용해 Andrade의 점도-온도 관계식을 사용하였다.

Fig. 3은 각각 윤활제로 합성유를 사용하였을 때 주어진 하중에 대한 접촉 저항, 마찰 토크, 베어링 배면 온도를 나타내고 있는 그림이다. Fig. 3 (a)에서 접촉 저항은 운전 초기에 수백 k Ω 에서 하중이 증가함에 따라 서서히 줄어드는 경향을 나타내는데 회전 속도 별로 600 rpm에서는 하중 9300 N 영역에서, 800 rpm에서는 8800 N 영역에서, 1000 rpm에서는 7800 N 영역에서, 1200 rpm에서는 9800 N 영역에서 각각 접촉 저항값이 1 k Ω 이하의 급격한 변화를 보이고 있으며 이때 베어링에 마모면이 관찰되었다. 이러한 접촉 저항의 감소는 두 윤활면에서 큰 돌기물의 국부적인 접촉이나 축과 베어링 간의 접촉 면적 증가에 기인한 것으로 생각된다. 한편 접촉 저항값의 감소는 연속적인 측정치의 평균값의 감소로 볼 수 있는데 연속적인 저항값 변화의 한 예를 보면 Fig. 4와 같다.

Fig. 3 (b)에서 마찰 토크는 하중이 작은 경우에 다

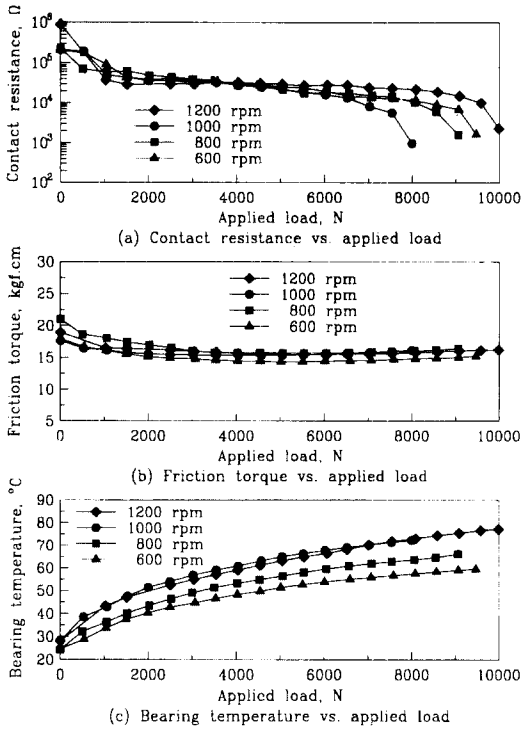


Fig. 3. Contact resistance and friction torque and bearing temperature vs. applied load (lubricant : synthetic oil).

소 높게 나타나고 하중 3900 N 이후부터 비슷한 값을 나타내고 있다. 이런 경향은 각 회전 속도에 대해 비슷하게 나타났으며 마모가 발생된 천이 하중(transition load)에서도 마찰 토크의 급격한 변화는 관찰되지 않았다. 여기서 천이 하중은 윤활면에서 심한 마모가 일어나기 시작하는 하중을 의미한다. 마찰 토크의 급격한 변화가 관찰되지 않은 것은 실험이 시저가 발생

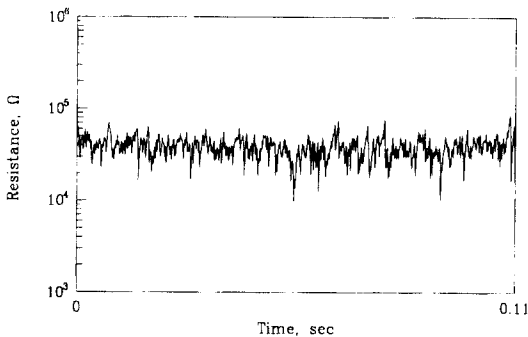


Fig. 4. Resistance vs. time (mineral oil, 3920 N, 1000 rpm).

되기 전까지만 수행된 결과로 생각되며 천이 하중보다 더 큰 하중을 가하거나 회전 속도를 낮추어 시저를 발생시키면 마찰 토크의 급격한 변화는 관찰될 것으로 생각된다.

Fig. 3 (c)는 주어진 하중에 대한 베어링 배면 온도 변화를 나타낸 것이다. 하중 증가에 따라 각 운전 속도별로 배면 온도는 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 운전 속도가 높을수록 배면 온도는 높게 나타났다. 그러나 천이 하중 영역에서도 베어링 배면 온도의 급격한 증가는 관찰할 수 없어 베어링 마모 징후를 나타내는 척도로 보기에는 어렵다고 판단된다. 아울러 마찰 토크와 마찬가지로 실제 시저가 발생되면 베어링 배면 온도의 증가폭은 클 것으로 생각된다.

한편 좀머펠트 수에 대한 접촉 저항 변화는 Fig. 5에 나타나 있는데 좀머펠트 수가 감소하면서 접촉 저항값은 감소하며 Fig. 6은 좀머펠트 수에 대한 베어링 배면 온도 변화를 나타낸 것으로 좀머펠트 수 감소에 따라 배면 온도는 상승하는 것을 알 수 있다.

좀머펠트 수의 감소는 윤활막 두께가 줄어드는 것을 의미하므로 윤활면에서 큰 돌기물들의 국부적 접촉이 증가하여 좀머펠트 수가 대략 9×10^4 이하일 때 마모가 발생하며 이로 인해 접촉 저항 감소 및 온도 상승 결과를 가져온 것으로 설명할 수 있다.

좀머펠트 수 변화에 따른 마찰 계수 변화는 Fig.

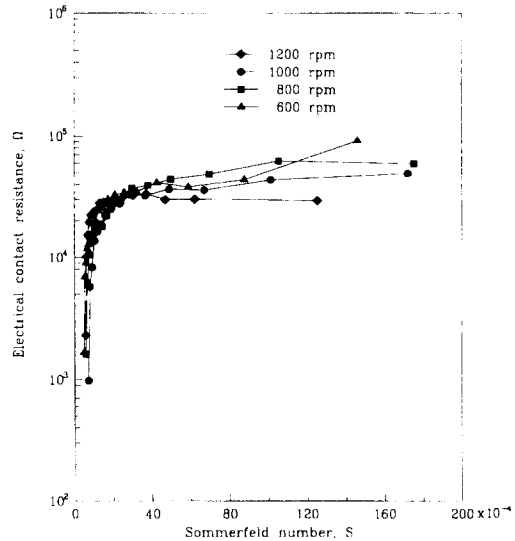


Fig. 5. Electrical contact resistance vs. Sommerfeld number (lubricant : synthetic oil).

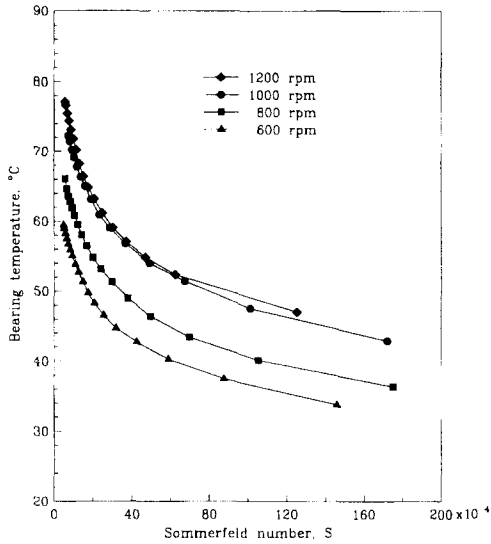


Fig. 6. Bearing temperature vs. Sommerfeld number (lubricant : synthetic oil).

7에서와 같이 하중이 증가하면서 쯤머펠트 수가 감소하면 마찰 계수는 감소하여 일반적인 유체윤활 영역에서 쯤머펠트 수가 감소하면서 마찰 계수도 작아지는 경향을 보이는 것과 일치한다. 또한 임의의 일정한 쯤머펠트 수에서 속도가 증가할수록 마찰 계수는 감소하는 것을 알 수 있다. 결국 마모면이 관찰된 운전

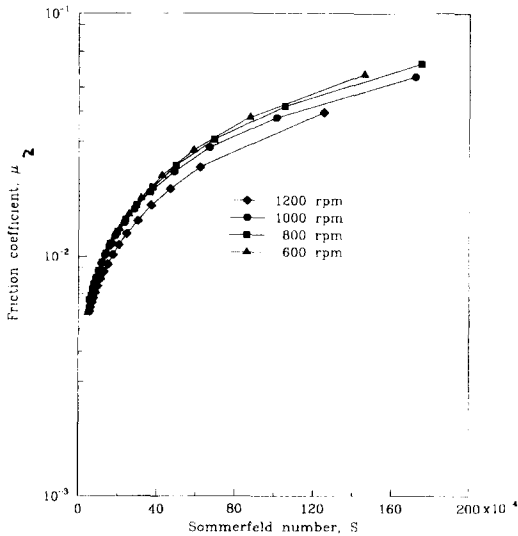


Fig. 7. Friction coefficient vs. Sommerfeld number (lubricant : synthetic oil).

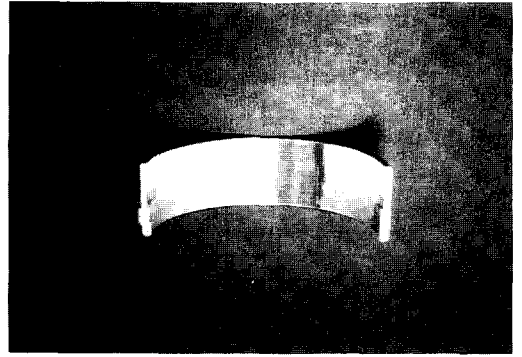


Fig. 8. View of damaged bearing surface at 600 rpm (lubricant: synthetic oil).

조건에서도 윤활 영역은 유체윤활 상태를 유지한 것으로 생각된다.

Fig. 8은 운전 속도 600 rpm에서 관찰된 베어링 마모면을 촬영한 사진이다. 이 그림에서 편심각(attitude angle)에 따른 최소유막두께가 존재하는 위치에서 대부분 마모가 일어난 것을 알 수 있으며, 실험시 관찰된 윤활제 오일의 변색된 상태 및 미세한 마모 입자로 판단해 보면 이러한 마모는 경도가 다른 두 표면이 직접 접촉해서 미끄러질 때 일어나는 연삭 마모 메카니즘도 한 원인인 것으로 볼 수 있다.

4-2. 광유 실험 결과

Fig. 9는 각각 윤활제로 광유를 사용하였을 때, 주어진 하중에 대한 접촉 저항, 마찰 토크, 베어링 배면 온도를 나타내고 있는 그림이다. Fig. 9 (a)에서는 회전 속도 600, 800 rpm에서는 하중 7450 N 영역에서, 1000 rpm에서는 6800 N 영역에서, 1200 rpm에서는 7800 N 영역에서 각각 접촉 저항의 급격한 변화를 보이면서 베어링 마모면이 관찰되었다. 합성유에 비해 전체적으로 낮은 하중에서 마모가 관찰되는데 이는 윤활유 첨가제에 따른 마모 특성 등의 차이에 기인한 것으로 판단된다.

광유를 사용한 경우, 주어진 하중에 대한 마찰 토크는 Fig. 9 (b)에서와 같이 초기 마찰 토크는 크게 나타나고 운전이 시작되면서 감소하다가 약간 증가하는데 합성유의 경우인 Fig. 3 (b)와 유사한 경향을 나타내었다.

Fig. 9 (c)는 주어진 하중에 대한 베어링 배면 온도 변화를 나타낸 것으로 하중 증가 및 운전 속도가 높을

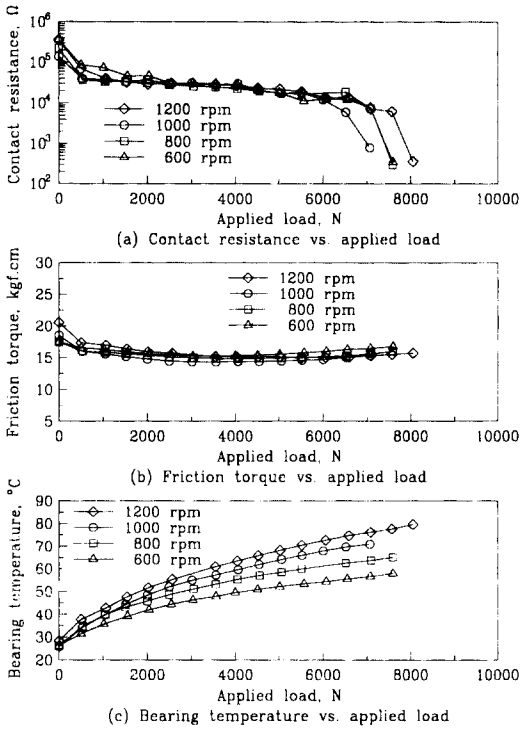


Fig. 9. Contact resistance and friction torque and bearing temperature vs. applied load (lubricant : mineral oil).

수록 배면 온도는 높게 나타나 역시 합성유와 비슷한 경향을 나타내었다.

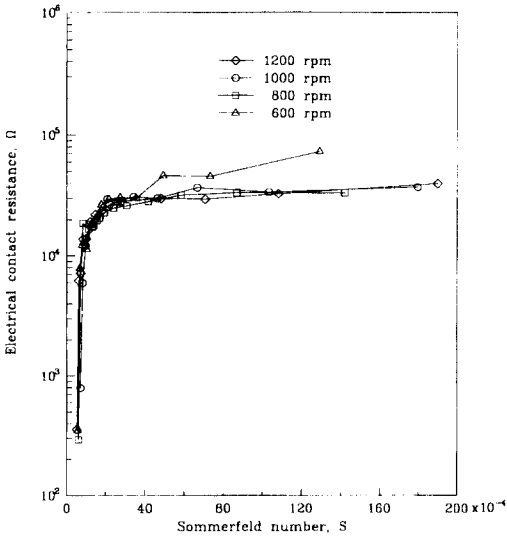


Fig. 10. Electrical contact resistance vs. Sommerfeld number (lubricant: mineral oil).

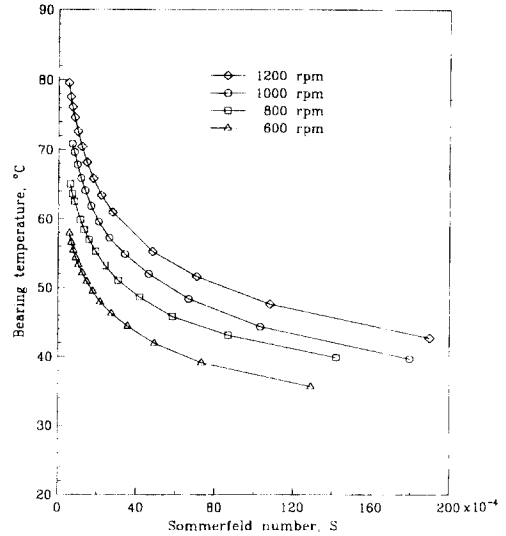


Fig. 11. Bearing temperature vs. Sommerfeld number (lubricant : mineral oil).

좀머펠트 수에 대한 접촉 저항 및 베어링 배면 온도 변화는 Fig. 10과 Fig. 11에 나타나 있는데 유막계수가 감소하면서 접촉 저항값은 감소하며 베어링 배면 온도는 좀머펠트 수 감소에 따라 상승하는 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 좀머펠트 수 변화에 대한 마찰 계수 변화로서 좀머펠트 수가 감소하면 마찰 계수는 감소하고 일정한 좀머펠트 수에서 축 회전 속도가 증가할수록

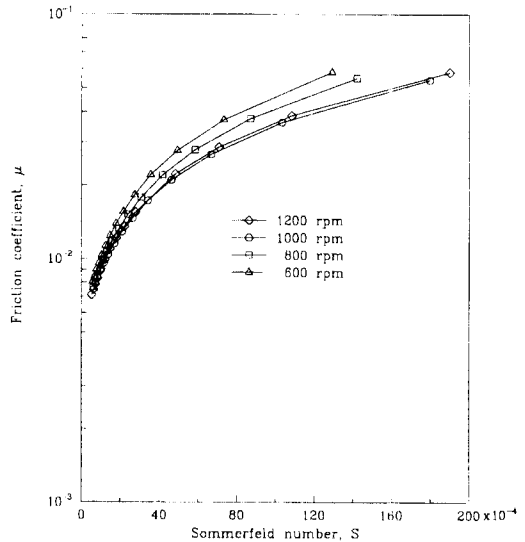


Fig. 12. Friction coefficient vs. Sommerfeld number (lubricant: mineral oil).

마찰 계수는 감소하는 것을 알 수 있다.

각 운전 속도별로 관찰된 베어링 마모면은 합성유와 비슷한 경향을 보여주고 있다.

4.3. 비교 분석

축과 베어링면을 미끄럼 접촉시켜가며 전기 접촉 저항, 마찰 토크, 베어링 배면 온도의 변화를 관찰한 결과, 합성유 및 광유 모두 비슷한 경향을 나타내었고 마모가 발생하는 하중 조건이 되었을 때 접촉 저항이 가장 현저하게 변화하는 것으로 나타났다.

Fig. 13은 합성유와 광유에 대해 주어진 하중에 대한 접촉 저항 변화를 각각의 축 회전 속도별로 나타낸 것으로 광유가 합성유에 비해 상대적으로 작은 하중에서 저항값이 급격하게 하락하였는데 모든 속도에서

동일한 경향을 나타내었다. 따라서 마모가 처음 관찰된 것이 하중은 합성유가 광유보다 높은 결과를 나타내었다.

한편 합성유와 광유에 대한 좀머펠트 수 변화에 따른 마찰 계수 변화는 Fig. 14에 나타난대로 전체적으로 광유가 크게 나타나고 있다.

지금까지의 실험 결과를 통해 좀머펠트 수가 9×10^{-4} 이하일 때 마모가 일어나는 것을 확인할 수 있었으며 이에 대한 실험 결과를 정리하면 Table 5와 같다.

5. 결 론

유체 동압 제어널 베어링에 있어 축의 여러 회전 속도에 대해 베어링에 가하는 하중을 변화시켜 축과 베

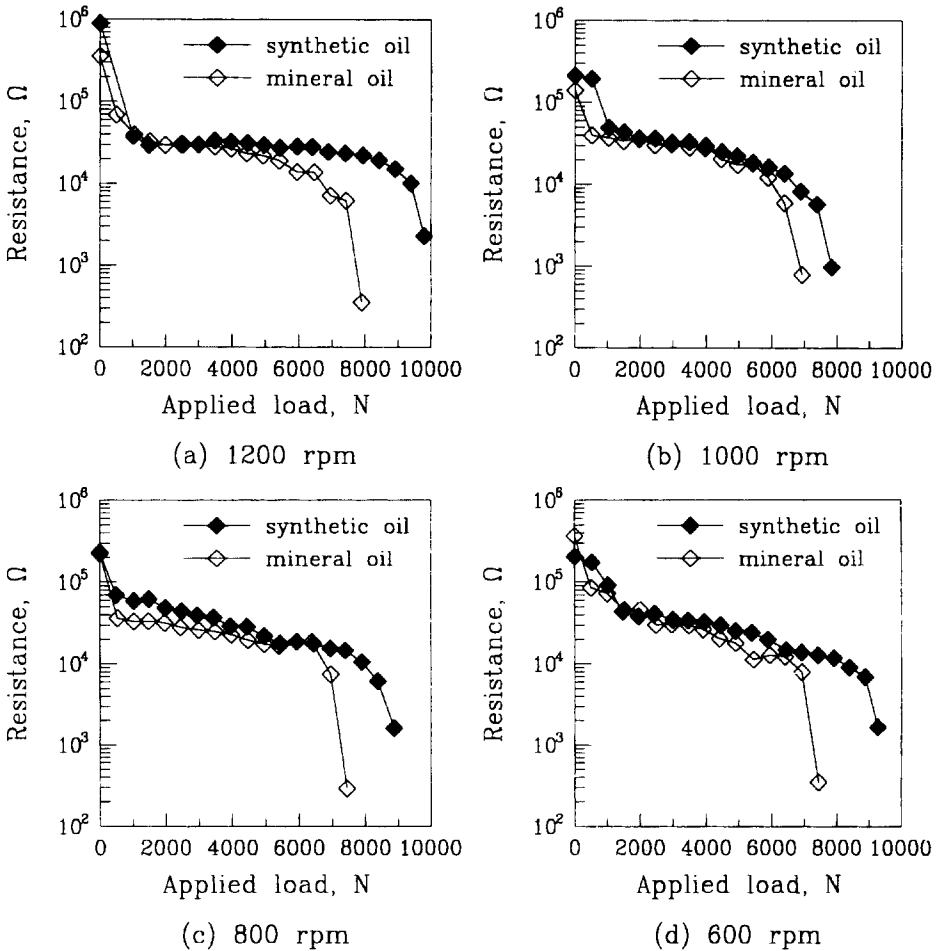


Fig. 13. Electrical contact resistance vs. applied load for each rotating speed.

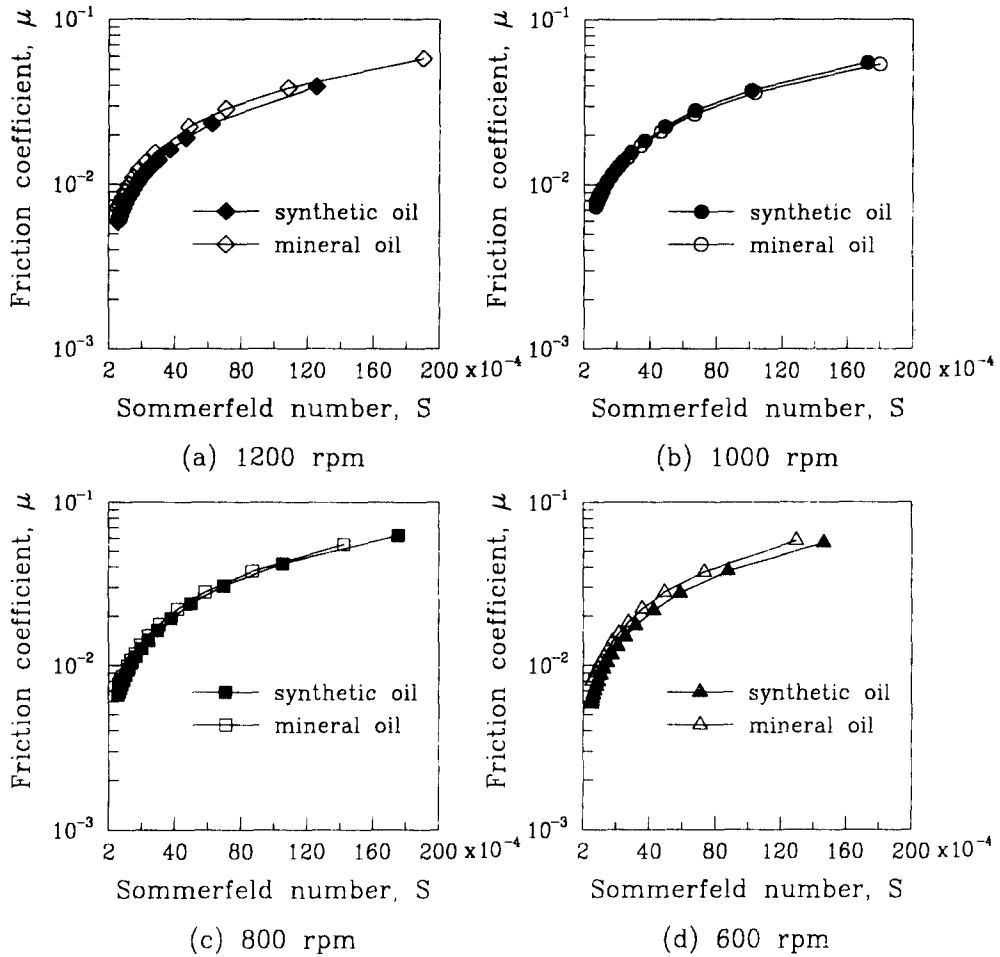


Fig. 14. Friction coefficient vs. Sommerfeld number for each rotating speed.

Table 5. Test results at transition load

contents		transition load (N)	viscosity ($N \cdot s/m^2$)	Sommerfeld Number	eccentricity ratio	Film Parameter
oil	rpm					
synthetic oil	1200	9780	0.0092	7.5855E-4	0.9858	4.0
	1000	7840	0.0106	9.0858E-4	0.9831	4.7
	800	8870	0.0126	7.6377E-4	0.9857	4.0
	600	9270	0.0157	6.8282E-4	0.9869	3.7
mineral oil	1200	7890	0.0072	7.3598E-4	0.9861	3.9
	1000	6920	0.0092	8.9358E-4	0.9833	4.7
	800	7430	0.0108	7.8161E-4	0.9853	4.1
	600	7450	0.0141	7.6332E-4	0.9857	4.0

어링을 미끄럼 접촉시키는 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 하중 변화에 따른 접촉 저항, 마찰 토크, 베어링

배면 온도의 변화를 관찰한 결과, 합성유 및 광유는 비슷한 경향을 나타내었고 마모가 발생되는 하중 조건이 되었을 때 접촉 저항이 가장 현저하게 변화하는

것으로 나타났다.

2. 상대면과의 접촉이 없는 하중 조건에서 윤활면 돌기물들의 국부적인 접촉이 발생하는 하중 조건까지 마찰 계수는 줌머펠트 수가 작을수록 감소하며, 일정한 줌머펠트 수에서는 축 회전 속도가 증가할수록 감소한다.

3. 본 연구 결과로부터 유체 동압 제어널 베어링에 있어 줌머펠트 수가 $6.8 \times 10^{-4} \sim 9 \times 10^{-4}$ 일 때, 유막계 수로는 3.7~4.7에서 마모가 발생하기 시작하는 것을 확인하였다.

참 고 문 헌

1. D.F. Li, J.J. Kauzlarich, W.E. Jamison, (1976), "Surface Roughness Effects on Fatigue in Partial EHD Lubrication," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 98, pp. 530-537.
2. Y.Z. Lee, K.C. Ludema, (1991), "The Effects of Surface Roughening and Protective Film Formation on Scuff Initiation in Boundary Lubrication," ASME Journal of Tribology, Vol. 113, pp. 295-302.
3. D. Dowson, (1995), "Elastohydrodynamic and Micro-Elastohydrodynamic Lubrication," Wear, 190, pp. 125-138.
4. J.C. Skurka, (1970), "Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 92, N2, pp. 281-291.
5. T.E. Tallian, Y.P. Chiu, E. Van Amerongen, (1978), "Prediction of Traction and Microgeometry Effects on Rolling Contact Fatigue Life," ASME J. of Lubrication Technology, Vol. 100, pp. 156-166.
6. T.E. Tallian, (1981), "Rolling Bearing Life Modifying Factors for Film Thickness, Surface Roughness, and Friction," ASME J. of Lub. Technology Vol. 103, pp. 509-520.
7. C.A. Moyer,(1990), "Applying the Modified Lambda Ratio to Bearings and Gears," SAE Trans., Vol. 99, N sect2, pp. 181-188.
8. C.A. Moyer,(1990), "Using the Modified Lambda Ratio to Advance Bearing and Gear Performance," SAE Trans., Vol. 99, N sect2, pp. 498-509.
9. C.N. Rowe,(1981), "Specific Film Thickness-A Closer Examination of the Effects of EHL Film Thickness and Surface Roughness on Bearing Fatigue," ASLE Trans., Vol. 24, N4, pp. 423-430.
10. Y. Akamatsu, N. Tsumishima, T. Goto, K. Hibi, K. Ito, (1991), "Improvement of Roller Bearing Fatigue Life by Surface Roughness Modification," SAE Trans., Vol. 100, N sect2, pp. 44-49.
11. Si C. Lee, H. Chen,(1995), "Experimental Validation of Critical Temperature Pressure Theory of Scuffing," STLE Trans., Vol. 38, N3, pp. 738-742.
12. P. Cann, E. Ioannides, B. Jacobson, A. A. Lubrecht, (1994), "The Lambda ratio-A Critical Re-Examination," Wear, 175, pp. 177-188.
13. T. Murakami, (1990), "Measurement of Contact Phenomena," Japanese J. of Tribology, Vol. 35, No. 11
14. T. Jibiki, M. Shima, J. Sato, (1991), "Electrical Contact Resistance Measurements in Fretting," Japanese Journal of Tribology, Vol. 36, No. 4