358 大韓機械學會論文集 第14卷 第2號, pp. 358~366, 1990.

〈論 文〉

윤활 마찰면의 스코링 저항성에 관한 연구

김해원* · 홍재학** · 허준영*

(1989년 8월 17일 접수)

A Study on Scoring Resistance in Lubricated Sliding Contact

H.W. Kim, J.H. Hong and J.Y. Hur

Key Words: Scoring(스코링), Boundary Lubrication Film(경계윤활막), Maximum Average Temperature of the Contact Surface(접촉면 최대평균온도), Bulk Temperature (물체의 체적온도), Initial Seizure Load(초기 스코링 하중)

Abstract

As a basic study to clarify the scoring resistance in lubricated sliding contact, the temperature rise on frictional surface was analyzed by theoretical method and the effects of various factors on the temperature rise were examined. On the basis of the results obtained theoretically, the practical equations to calculate the maximum average temperature of the contact surface were proposed which are applicable to sliding contact. Then, the effects of sliding velocity and oil temperature on the seizure behavior, and the relation between seizure and temperature rise were investigated. The following conclusions are deduced: The maximum average temperature on frictional surface can be divided into two components. One is the average temperature rise and the other bulk temperature. The former is affected by the size of heat supply region and the sliding velocity, the latter is affected by heat transfer coefficient. Without regard to the operating condition such as sliding velocity, oil temperature and operating time at each load-step, the maximum average temperature just before seizure is nearly constant except in the region of lower velocity. Consequently, the maximum average temperature of the contact surface in boundary lubrication is a useful criterion to predict the scoring of sliding contact.

기 호 설 명

a : 강구의 반경, mm
c : 강구의 비열, cal/g°C
G : Green 함수
H : 강구표면의 열전달 계수, cal/mm² s°C
h : 강구표면의 상대열전달계수$=H/\lambda$, 1/mm
$\bar{h}$: 강구표면의 무차원 상대열전달계수$=ha$
Jn : 제1종 Bessel함수
k : 강구의 열확산률$=\lambda/c\gamma$, mm²/s
Pn : Legendre 다항식
P_n^m : 준 Legendre함수
$Q_{s,r}$: 1개 접촉면에 작용한 열원의 크기 °C mm³/s
r : 반경, mm
$\bar{r}$: 반경의 무차원량$=r/a$
$T_{bs,r}$: 강구의 체적 온도상승, deg
T_{cmax} : 접촉면 최대평균온도 °C
$(T_{cmax})_s$: 스코링 직전의 접촉면최대평균온도 °C
$T_{fmaxs,r}$: 평균온도상승 °C

*정회원, 공군사관학교 기계공학과
**정회원, 단국대학교 공과대학 기계공학과

$\bar{T}_{fmaxs,r}$: 무차원 평균온도상승
$=2\pi\ ka\ T_{fmaxs,r}/Q_{s,r}$
$T_{os,r}$: 강구의 초기 체적 온도, ℃
$T_{s,r}$: 온도상승, ℃
$\bar{T}_s$: 고정구의 무차원 온도상승$=2\pi\ ka\ T_s/Q_s$
$\bar{T}_r$: 회전구의 3개의 회전면 열원에 의한 무차원 온도상승$=2\pi\ ka\ T_r/Q_r$
$\bar{T}_{r'}$: 회전구의 1개의 회전면 열원에 의한 무차원 온도상승$=2\pi\ ka\ T_r/Q_r$
t : 시간, s
$\bar{t}$: 무차원 시간$=kt/a^2$
γ : 강구의 비중량, g/mm³
δ : Dirac 델타 함수
η, η_0 : $\cos\theta, \cos\theta_0$
θ_0 : 접촉부의 반각
λ : 강구의 열전도 계수, cal/mm s℃
λ_{ns} : 경계조건 방정식의 근
μ : 마찰계수
ω : 회전 각속도, rad/s
$\bar{\omega}$: 무차원 회전각속도$=a^2\omega/k$

첨 자
s : 고정구
r : 회전구

1. 서 론

고속강력기어 등에서 윤활유의 스코링 저항성(scoring resistance)은 접촉면 온도와 밀접한 관계가 있다[1,2]. 접촉면온도는 섬광온도와 물체의 체적 온도의 합으로 주어지지만 종래의 이론적 연구는 물체의 열원작용 영역외에는 열의 교환이 없는 반무한체로서, 열원은 일방향, 등속도로 이동하는 것으로서 섬광온도만 고려한 경우가 많았다[3~8]. 유한 물체에 열원이 반복 작용하는 표면에서 열전달이 있는 경우의 온도상승을 해석한 연구는 전무한 실정이다. 따라서 윤활면의 스코링 저항과 접촉면 온도의 관계를 명확히 규명하기 위해서는 유한물체에 반복 작용하고 운전중에 물체의 체적 온도가 상승하는 것을 고려한 접촉면온도 계산식이 요구된다.

본 연구에서는 윤활유의 스코링 저항성의 측정에 흔히 사용되는 4구 시험기(four-ball machine)에 있어서 마찰면의 온도상승을 이론적으로 해석하고 그 해석결과를 기초로 하여 실제로 마찰면 온도를 계산할 수 있는 방정식을 제안하며 제안된 방법에 의한 온도상승과 스코링 거동과의 관계를 명확히 규명하는데 목적을 두었다.

2. 이론해석

2.1 강구의 온도상승

(1) 순간점열원에 의한 온도상승

열전도문제에 있어서 Green함수는 단위강도의 순간점열원이 작용하였을 때 발생하는 온도 상승을 결정하는 기본함수이다.

Fig. 1에서와 같이 구극좌표$(r,\ \theta,\ \varphi)$를 정하고 T를 온도라고 하면 열전도방정식은 다음과 같다[9].

$$\frac{\partial T}{\partial t}=k\left\{\frac{\partial^2 T}{\partial r^2}+\frac{2}{r}\frac{\partial T}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial \eta}\left\{(1-\eta^2)\times\frac{\partial T}{\partial \eta}\right\}+\frac{1}{r^2(1-\eta^2)}\frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2}\right\} \quad (1)$$

표면에서 열전달이 있는 경우의 경계조건은

$$\left[\frac{\partial T}{\partial r}+hT\right]_{r=a}=0 \quad (2)$$

초기온도는

$$(T)_{t=0}=f(r,\eta,\varphi) \quad (3)$$

식 (2)를 만족하는 식 (1)의 해는[9]

$$T=\frac{1}{2\pi a^2\sqrt{r}}\sum_{n=0}^{\infty}\sum_{s=1}^{\infty}\times\frac{(2n+1)\lambda_{ns}^2\ e^{-\lambda_{ns}}\ J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r})}{\{(\bar{h}+n)(\bar{h}-n-1)+\lambda_{ns}^2\}J_{n+1/2}^2(\lambda_{ns})}\times\int_0^a\int_{-1}^{1}\int_0^{2\pi}f(r',\eta',\varphi')J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r}')P_n\times(\cos\alpha')\,r'^{\frac{3}{2}}dr'd\eta'd\varphi' \quad (4)$$

여기서 λ_{ns}는 경계조건 방정식의 근으로서 다음 방

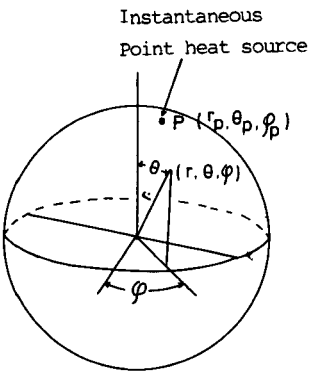

Fig. 1 Spherical coordinate system

정식의 S번째 양의 근이다.

$$xJ_{n+3/2}(x)-(n+\bar{h})J_{n+1/2}(x)=0 \quad (5)$$

또 $\cos\alpha'$, $P_n(\cos\alpha')$는 다음과 같다.

$$\cos\alpha'=\eta\eta'+\sqrt{1-\eta^2}\sqrt{1-\eta'^2}\cos(\varphi-\varphi') \quad (6)$$

$$P_n(\cos\alpha')=P_n(\eta)P_n(\eta')+2\sum_{m=0}^{n}\frac{(n-m)!}{(n+m)!}P_n^m \times(\eta)P_n^m(\eta')\cos m(\varphi-\varphi') \quad (7)$$

$t=0$의 순간에 Fig. 1에 나타난 강구내의 일점 $P(r_p, \theta_p, \varphi_p)$에 작용하는 강도 1°C · mm³의 열원을 Dirac-델타 함수를 사용한 초기온도로 표현하면

$$f(r,\eta,\varphi)=\delta(r-r_p)\frac{\delta(\eta-\eta_p)}{r}\frac{\delta(\varphi-\varphi_p)}{r} \quad (8)$$

식 (8)을 식 (4)에 대입하여 델타 함수의 적분특성을 고려하여 얻어지는 해는

$$T=\frac{1}{2\pi a^2\sqrt{rr_p}}\sum_{n=0}^{\infty}\sum_{s=1}^{\infty} \times\frac{(2n+1)\lambda_{ns}\ e^{-\lambda_{ns}t}J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r})}{\{(\bar{h}+n)(\bar{h}-n-1)+\lambda_{ns}^2\}J_{n+1/2}(\lambda_{ns})} \times J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r}_p)P_n(\cos\alpha_p) \quad (9)$$

$\cos\alpha_p$, $P_n(\cos\alpha_p)$는 식 (6)(7)에서 η', φ' 대신 η_p, φ_p을 대입하면 된다. 따라서 강구표면 전체에서 열전달이 있는 경우 Green함수 G는 식 (9)에서 t대신 $(t-t')$를 대입하면 다음과 같이 된다.

$$G(r,\eta,\varphi,t:r_p,\eta_p,\varphi_p,t')=\frac{1}{2\pi a^2\sqrt{rr_p}}\sum_{n=0}^{\infty}\sum_{s=1}^{\infty} \times\{(2n+1)\lambda_{ns}^2e^{-\lambda^2n_s(\bar{t}-\bar{t}')}J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r}) \times J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r}_p)P_n(\cos\alpha_p)\}/[\{(\bar{h}+n) \times(\bar{h}-n-1)+\lambda_{ns}^2\}J_{n+1/2}^2(\lambda_{ns})] \quad (10)$$

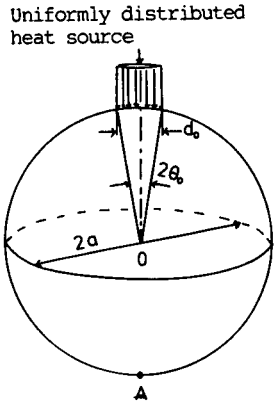

Fig. 2 State of heat supply to a stationary steel ball

(2) 고정구의 온도상승

3개의 고정구는 각기 회전구와 1개소만이 접촉하고 그 위치는 불변이다. 고정구의 온도 상승은 Fig. 2에 나타난 바와 같이 열원은 지면의 직경이 d_0인 표면상에 균일분포하고, 단위시간에 유입된 열량 $c\gamma Q_s$가 일정한 경우, T_s로서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$T_s=\frac{Q_s}{2\pi(1-\eta_0)}\int_0^t\int_{\eta_0}^1\int_0^{2\pi}G(r,\eta,\varphi,t:a, \eta_p,\varphi_p,t')\,dt'\,d\eta_p d\varphi_p \quad (11)$$

식 (11)을 적분하고 무차원온도상승 $\bar{T}_s$를 구하면

$$\bar{T}_s=\frac{1}{\sqrt{\bar{r}}(1-\eta_0)}\sum_{n=0}^{\infty}\sum_{s=0}^{\infty} \times\frac{(2n+1)(1-e^{-\lambda_{ns}t})J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r})P_n(\eta)}{\{(\bar{h}+n)(\bar{h}-n-1)+\lambda_{ns}^2\}J_{n+1/2}(\lambda_{ns})} \times\begin{cases}1-\eta_0 & (n=0)\\ \dfrac{1}{2n+1}\{P_{n-1}(\eta_0)-P_{n+1}(\eta_0)\} & (n=1,2,\cdots)\end{cases} \quad (12)$$

Fig. 3은 열원작용 영역의 중심을 통과한 고정구

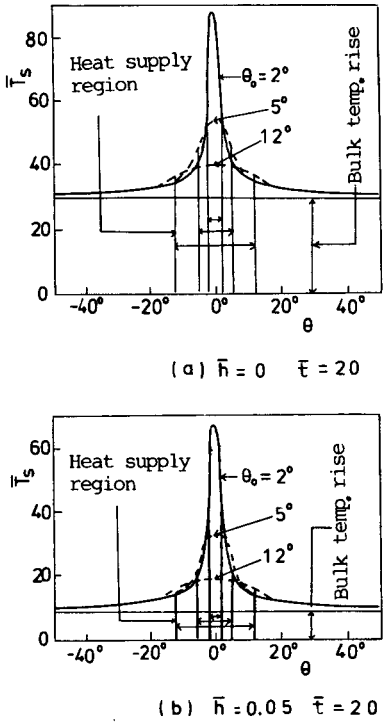

Fig. 3 Surface temperature rise distribution of stationary steel ball

표면의 온도상승 분포이다. 그림과 같이 접촉면의 크기를 나타내는 θ_0는 열원작용 영역의 온도상승량에 크게 영향을 준다. 한편 체적 온도는 $\bar{h}$의 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 시간에 대한 열원작용 영역에 있어서 최대평균온도상승 및 Fig. 2의 점 A에서의 온도상승(체적 온도상승과 같음)을 각각 나타낸다.

(3) 회전구의 온도상승

회전구에 유입하는 열량은 3개소의 접촉점(또는 면)에서 각각 같다고 생각한다. Fig. 5에서 φ_0와 θ_0의 관계는

$$\varphi_0=\frac{\sqrt{3}\pi}{2}\frac{1-\cos\theta_0}{\sin\theta_0} \tag{13}$$

1개소의 Q_r의 열원에 의한 온도상승 T'_r는

$$T'_r=\frac{Q_r}{2\varphi_0(\eta_2-\eta_1)}\int_0^t\int_{\eta_1}^{\eta_2}\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0}G\{r,\eta,\varphi-\omega(t-t'),t\,;\,a,\eta_p,\varphi_p,t'\}dt'd\eta_pd\varphi_p \tag{14}$$

식 (14)를 적분하고 무차원 온도상승 $\bar{T}'_r$를 구하면 다음과 같다.

$$\bar{T}'_r=\frac{1}{\sqrt{\bar{r}}\,(\eta_2-\eta_1)}\sum_{n=0}^{\infty}\sum_{s=1}^{\infty}\frac{(2n+1)\lambda_{ns}^2J_{n+1/2}(\lambda_{ns}\bar{r})}{\{(\bar{h}+n)(\bar{h}-n-1)+\lambda_{ns}^2\}J_{n+1/2}(\lambda_{ns})}\times(A_{ns}+4\sum_{m=1}^{n}B_{nsm}) \tag{15}$$

여기서

$$A_{ns}=\frac{P_n(\eta)}{\lambda_{ns}^2}(1-e^{-\lambda^2ns\bar{t}})$$

$$\times\begin{cases}\eta_2-\eta_1 & (n=0)\\ \dfrac{1}{2n+1}\Big[\{P_{n+1}(\eta_2)-P_{n-1}(\eta_1)\}-\{P_{n+1}(\eta_1)\}-P_{n-1}(\eta_1)\}\Big] & (n=1,2,\cdots)\end{cases} \tag{16}$$

$$B_{nsm}=\frac{\sin m\varphi_0}{m\varphi_0}\frac{(n-m)!}{(n+m)!}P_n^m(\eta)\int_{\eta_1}^{\eta_2}P_n^m(\eta_p)\times d\eta_p\frac{1}{(\lambda_{ns}^2)^2+(m\bar{\omega})^2}\Big[\lambda_{ns}^2\cos m\varphi+m\bar{\omega}\sin m\varphi-e^{-\lambda^2ns\bar{t}}\{\lambda_{ns}^2\cos m(\varphi-\bar{\omega}\bar{t})+m\bar{\omega}\sin m(\varphi-\bar{\omega}\bar{t})\}\Big] \tag{17}$$

Fig. 6은 열원이동시의 θ방향의 온도상승분포를 나타내며 $\bar{\omega}$의 영향을 받는다.

Fig. 7은 열원작용영역에 있어서 최고온도상승 및 열원작용영역에서 가장 멀리 떨어진 점 A의 온

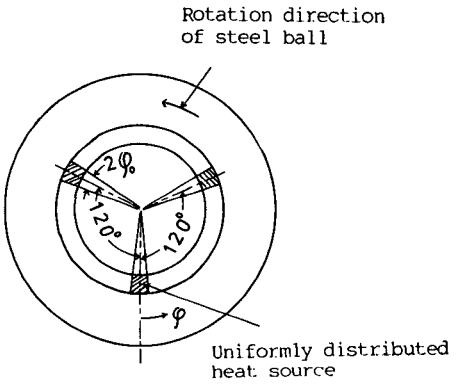

Fig. 5 State of heat supply to a rotating steel ball

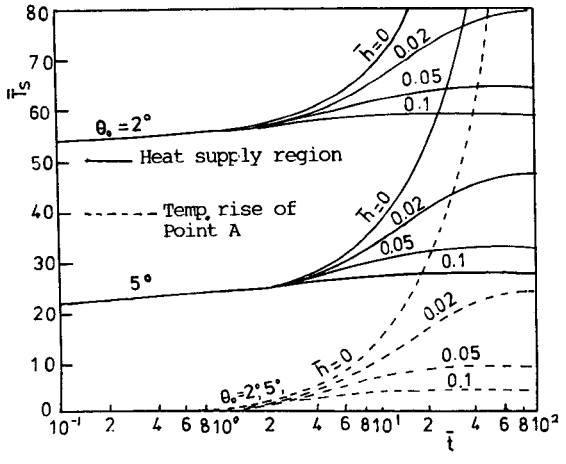

Fig. 4 Temperature rise of stationary steel ball

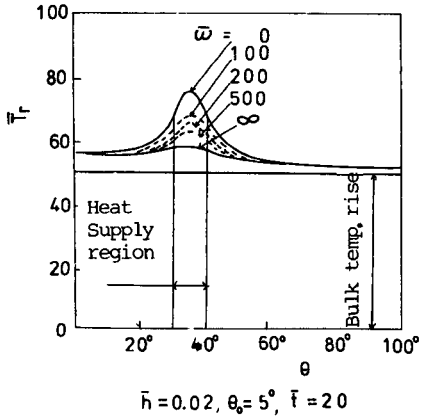

Fig. 6 Surface temperature rise of rotating steel ball

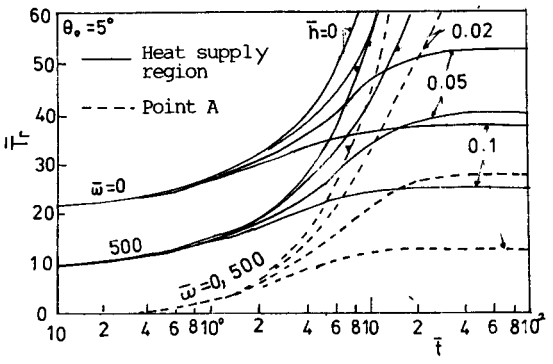

Fig. 7 Temperature rise of rotating steel ball

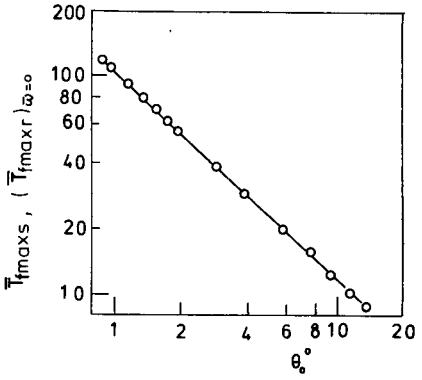

Fig. 8 Effect of heat supply region size on average temperature rise

도상승(체적온도상승)의 변화를 보여준다.

2.2 접촉면 최대 평균온도 방정식

지금까지 무차원온도로 접촉면의 크기 θ_0, 속도 ω, 열전달계수 h 등의 요소의 영향을 검토하였다. 실제의 마찰면의 온도는 거시적으로 마찰면 평균온도상승 T_{fmax}와 물체의 체적온도인 T_b로 구성되며 T_{fmax}와 T_b의 합이 접촉면 최대평균온도 T_{cmax}가 된다고 본다. $\bar{T}_{fmax}$는 θ_0와 $\bar{\omega}$에만 영향을 크게 받고 T_b는 반대로 그것에 영향을 받지 않고 h의 영향만을 크게 받고 있으므로 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

Fig. 8은 무차원 평균온도상승과 접촉면 크기와의 관계를 보여주고 있으며 대수좌표계에서 직선으로 나타나므로 회귀분석을 통하여 최소자승법으로 직선의 방정식을 구하면 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\left.\begin{matrix}\bar{T}_{fmaxs} \\ (\bar{T}_{fmaxr})_{\omega=0}\end{matrix}\right\} = 107\theta_0^{-0.9} \tag{18}$$

회전속도의 영향을 고려하면

$$\bar{T}_{fmaxr} = K_{maxr}(\bar{T}_{fmaxr})_{\omega=0} \tag{19}$$

K_{maxr}는 평균온도상승에 회전속도의 영향을 고려한 계수이며 Fig. 9와 같다. Fig. 10은 $\bar{h}$의 변화에 따른 무차원 체적 온도상승을 나타낸다. 접촉면 최대평균온도 T_{cmax}는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_{cmax} &= T_{fmaxs} + T_{bs} + T_{os} \\ &= T_{fmaxr} + T_{br} + T_{or} \end{aligned} \tag{20}$$

$$T_{fmaxs,r} = \frac{\alpha_{s,r}\Sigma Q}{2\pi ka}\bar{T}_{fmaxs,r} \tag{21}$$

$$T_{bs,r} = \frac{\alpha_{s,r}\Sigma Q}{2\pi ka}\bar{T}_{bs,r} \tag{22}$$

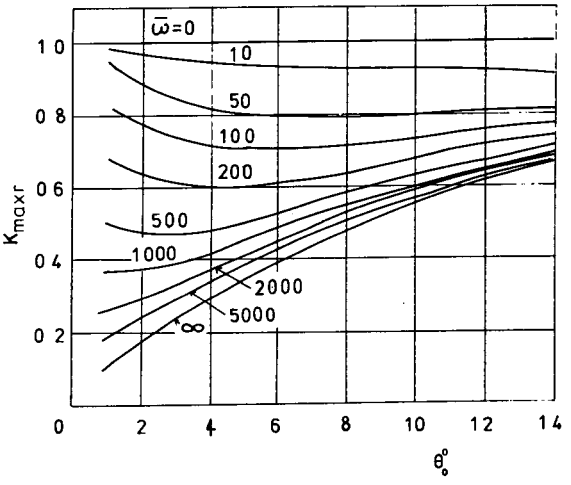

Fig. 9 Coefficient to consider the effect of rotating speed on average temperature rise

여기서

$$\Sigma Q = Q_s + Q_r = \frac{\mu P V_s}{426.8\sqrt{6}c\gamma} \tag{23}$$

$$\alpha_s = Q_s/\Sigma Q,\quad \alpha_r = Q_r/\Sigma Q,\quad \alpha_s + \alpha_r = 1 \tag{24}$$

Q_s, Q_r의 분배비율은 온도 기울기에 비례하므로

$$\alpha_s = \frac{1}{C}\left[\bar{T}_{fmaxr} + \frac{2\pi ka}{\Sigma Q}\{(T_{br}+T_{or}) - (T_{bs}+T_{os})\}\right] \tag{25}$$

여기서,

$$C = \bar{T}_{fmaxs} + \bar{T}_{fmaxr} \tag{26}$$

α_s가 운전시간에 따라 불변이고 회전구 및 고정구의 초기 체적온도가 동일한 경우로 하면

$$\alpha_s = \frac{1}{C}\bar{T}_{fmaxr} \tag{27}$$

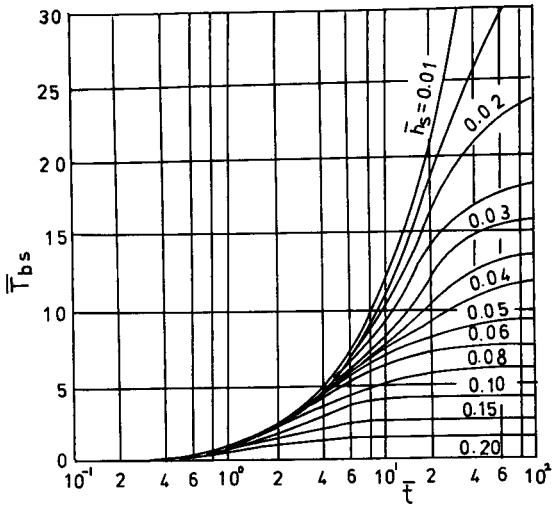

Fig. 10 Dimensionless bulk temperature rise

3. 실 험

3.1 실험장치 및 윤활유

본 실험에 사용한 실험기는 영국 Cameron-Plint 사 4구 시험기로서 윤활유나 그리이스의 성능시험이나 첨가제 개발목적으로 사용하는 장비이다. 기본 구조는 Fig. 11과 같이 3개의 고정강구위에 1개의 회전강구가 회전하면서 회전속도, 하중 및 윤활유 온도를 조정할 수 있으며 마찰토크를 측정할 수 있는 토크암(torque arm)이 부착되어 있다.

강구는 볼베어링용 AISI 52100강이며 윤활유는 SAE 10 기유(base oil)을 사용하였다. Table 1은 강구의 물리적 성질을 보여준다.

3.2 실험방법 및 스코링의 판단

실험에 앞서 오일포트에 8 ml의 윤활유를 넣고

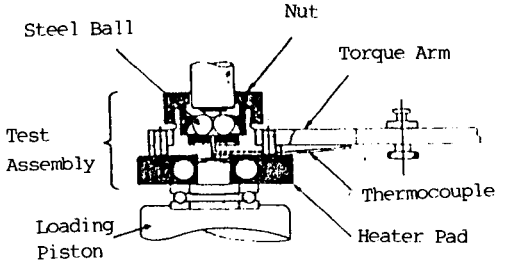

Fig. 11 Configuration of test assemblies

Table 1 Physical properties of steel ball

Radius	a	6.35mm
Thermal diffusivity	k	12.0mm²/s
Thermal conductivity	λ	1.03×10^{-2}cal/mm·s·°C
Specific heat	c	0.11cal/g°C
Specific weight	γ	7.8×10^{-3}g/mm³

회전속도, 하중 및 윤활유 온도를 변화시켜 스코링 저항성을 조사 하였으며 경계 윤활막을 얻기 위하여 회전속도를 먼저 정하고 그 속도에서 스코링이 발생할 때까지 하중을 단계적으로 증가시키는 단계하중법을 사용하였다. 또한 각각의 하중의 단계에서 하중을 가하여 연속운전되는 시간을 의미하는 작동시간(operating time)의 영향을 조사하였다.

스코링의 발생은 작동중 마찰토크의 갑작스런 증가로 결정하였으며 이때의 하중을 스코링 하중(initial seizure load=ISL)이라 하고 각 시험마다 스코링 발생 직전의 운전조건 즉 하중, 속도, 오일온도, 마찰계수를 측정기록하였다. 마멸직경은 광학현미경으로 3개의 고정강구를 각 시험마다 측정하여 평균치를 구하였다.

3.3 마찰면 최대평균온도의 측정

마찰면 최대평균온도는 평균온도상승 T_{fmax}와 체적온도 T_b로 구분하여 측정 및 계산하였다. 평균온도상승은 식 (18), 식 (23) 및 마찰접촉부의 반각 $\theta=\sin^{-1} d_0/2a$의 관계를 이용하여 스코링발생 직전의 운전상태(마찰계수, 하중, 속도) 및 마멸직경 d_0를 측정함으로서 구하였다.

체적온도를 측정 및 계산하는 방법은 두 가지가 있으며 강구표면에서 윤활유로의 열전달을 구하기 위해 열전달계수 h를 측정하여 구하는 방법과 체적온도를 직접 열전대로 측정하는 방법이 있다. 열전달 계수 h를 측정하는 것은 대단히 어렵고 또한 4구시험기에서 강구의 체적 온도는 오일 온도와 거의 같으므로[7] 오일 온도를 열전대에 의하여 직접 측정하여 강구의 체적온도를 계산하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 스코링에 대한 운전조건의 영향

Fig. 12는 미끄름속도 및 윤활유 온도에 따른 스

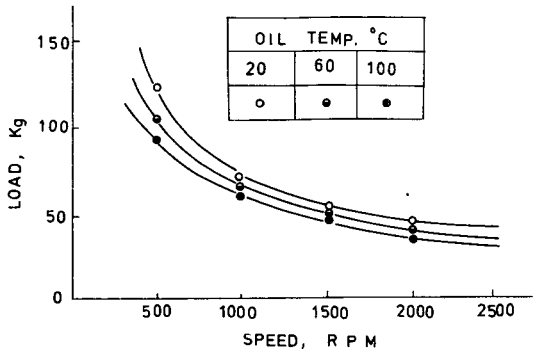

Fig. 12 Initial seizure load

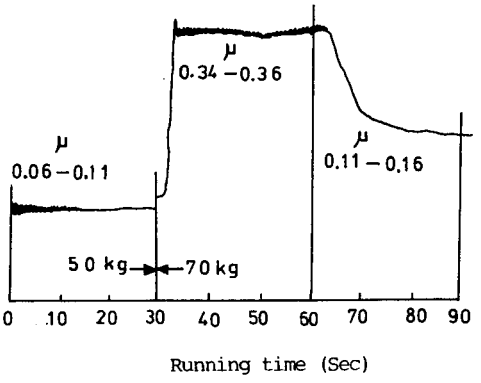

Fig. 13 Variation of friction coefficient with running time(1000 rpm)

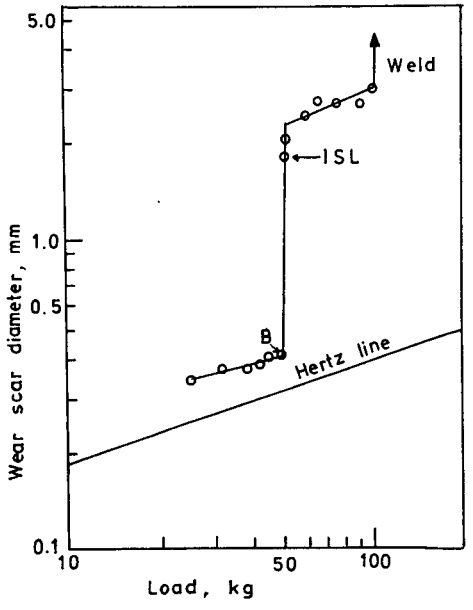

Fig. 14 Wear scar diameter vs load

코링 하중의 변화를 보여준다. 스코링 하중은 속도 및 윤활유온도 증가에 따라 감소하였으며 다음과 같이 실험식으로 나타낼 수 있었다.

$$P^{0.98}\ V_s^{0.83}\ T_0^{0.01}=\text{const} \qquad (28)$$

Fig. 13은 1000rpm에서 소부전후의 마찰계수의 변화를 보여주며 소부전에는 $\mu=0.06-0.11$, 소부중에는 $\mu=0.34-0.36$, 소부후에는 소부전과 비슷한 $\mu=0.11-0.16$으로 회복되었다.

Fig. 14는 1500rpm에서 하중증가에 따른 마멸직경 변화를 보여주며 마멸은 경마멸(50 kg 이하), 천이마멸(51~55 kg), 가혹마멸(55 kg 이상)로 구분되었다.

초기 스코링 하중(ISL)은 51 kg이며 스코링 직전 B점에서 경계 윤활막이 마찰열에 의하여 파괴되면 마멸이 급가속되며 이것은 윤활유의 열적저항성과 밀접한 관계가 있다고 본다.

4.2 스코링과 마찰면 최대평균 온도와의 관계

유한 크기의 물체에서 마찰열이 발생할 때 온도상승에 대한 이론적 기초로 하여 마찰면의 근사 온도를 구할 수 있는 간단화된 계산방정식을 제안하였으며 마찰되는 순간에만 온도상승이 발생되는 마찰면 평균온도상승과 물체전체의 체적온도로 분리 구분하여 운전상태(마찰계수, 하중, 속도), 강구의 마멸직경 및 오일 온도를 측정함으로써 스코링발생 직전의 접촉면 최대평균온도(T_{cmax})$_s$를 구하였다.

Fig. 15 및 16은 스코링 직전의 최대평균온도와 각 하중에서의 작동시간 및 속도의 영향을 보여주고 있으며 경제윤활막의 파손을 고려할 때 체적온도상승 없이 주로 평균온도상승에 의하여 발생되는

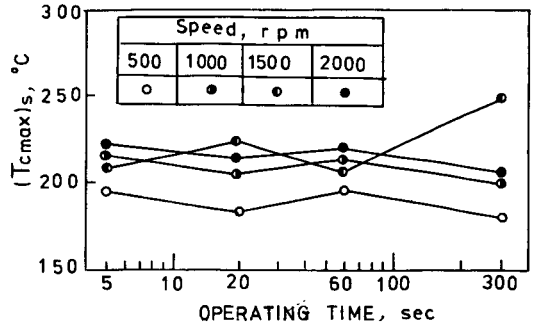

Fig. 15 Maximum average temperature just before seizure

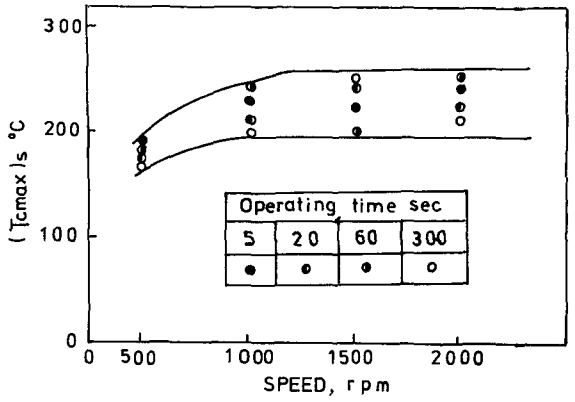

Fig. 16 Effects of operating time and rotating speed on maximum average temperature just before seizure

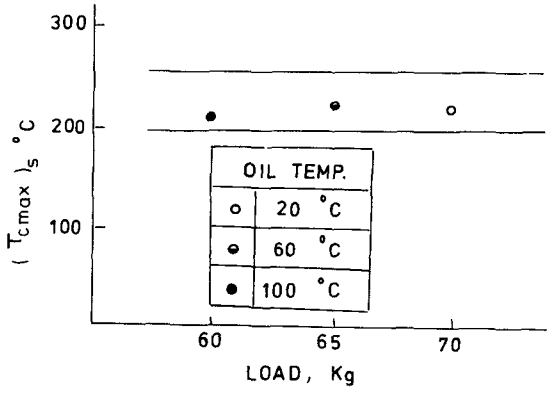

Fig. 17 Effect of oil temperature on maximum average temperature just before seizure

작동시간 5초시험과 체적온도 상승이 발생한 작동시간 300초 시험결과 사이에 스코링 직전의 최대 평균온도에 차이가 없다. 즉 $(T_{cmax})_s$는 작동시간에 관계없이 일정속도 이상에서 200~250°C로 거의 일정하였다. 또, 속도의 영향은 저속에서 약간 낮은 것을 제외하고 속도에 관계없이 일정속도 이상에서 200~250°C로 거의 일정하였다. 저속에서 낮은 온도 상태에서 스코링이 발생하는 것은 저속으로 인하여 마찰열은 적으나 높은 압력과 마찰력에 의하여 유막 또는 경계윤활막이 기계적인 힘에 의하여 파괴되었기 때문으로 생각된다.

Fig. 17은 3종의 윤활유 온도에서 스코링 직전의 최대 평균온도의 변화를 나타내며 역시 200~250°C의 범위에서 발생하였다. 따라서 스코링은 어떤 가혹한 운전조건에 의하여 발생하나 스코링 발생의 원인이 되는 경계윤활막의 파괴를 일으키는 스코링 발생직전의 접촉면 최대 평균온도$(T_{cmax})_s$는 기계적 저항성과 관련있는 저속범위를 제외하고 하중, 속도, 윤활유온도 및 각 하중 단계에서의 작동시간 등의 운전조건에 관계없이 일정범위에서 항상 일정하였다. 즉, 스코링은 마찰접촉면 온도가 어떤 한계값에 도달할 때 발생함을 확인하였다.

5. 결 론

윤활유의 스코링 저항성을 시험하기 위한 기초적 연구로서 마찰면의 온도상승을 이론적으로 해석하고 온도상승에 미치는 여러 가지의 요소의 영향을 검토하였다.

이론적 해석 결과를 기초로 하여 실제 미끄름 마찰면에 적용하여 마찰온도를 계산할 수 있는 방정식을 제안하였다.

제안한 방법에 의한 온도상승과 실험을 통한 스코링 거동과의 관계를 검토하였으며 얻어진 결과는 다음과 같다.

(1) 마찰면 최고 평균온도는 마찰면 평균온도상승과 체적온도로 분리되며 평균온도 상승은 열원작용역의 크기 및 회전속도의 영향을 크게 받으나 물체표면의 열전달 상태에는 영향을 받지 않는다.

(2) 체적 온도는 열원작용역의 크기와 회전속도에는 영향을 받지 않고 물체표면의 열전달상태의 영향을 크게 받는다.

(3) 스코링 직전의 마찰면 최고 평균온도 $(T_{cmax})_s$는 각 하중 단계에서 작동시간의 영향을 받지 않으며 평균온도 상승만 작용하는 5초 시험과 체적온도 상승의 영향이 큰 300초 시험의 결과에서 동일하였다.

(4) $(T_{cmax})_s$는 경계윤활막의 기계적 저항성과 관련된 저속을 제외하고 운전조건(하중, 속도, 윤활유 온도)에 관계없이 항상 일정하였다.

따라서 $(T_{cmax})_s$는 스코링 발생한계에서 경계윤활막의 열적저항성을 평가하는 지표로서 타당함을 확인하였다.

참 고 문 헌

(1) Leach, E.F. and Kelley, B.W., 1965, "Temperature,

the key to Lubricant Capacity", ASLE. Trans., Vol. 8, pp. 275~285.

(2) Czichos, H. and Kirschke, K., 1972, "Investigation into Film Failure of Concentrated Contact", Wear, Vol. 22, p. 321.

(3) Block, H., 1937, "Theoretical Study of Temperature Rise at Surface of Actual Contact Under Boundary Lubrication Condition", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, London, Vol. 2, pp. 222~235.

(4) Francis, H.A., 1970, "Interfacial Temperature Distribution Within a Sliding Hertzian Contact", ASLE Trans. Vol. 14, pp. 41~54.

(5) Archard, J.F., 1959, "The Temperature of Rubbing Surface", Wear, Vol. 2, pp. 438~455.

(6) Fein, R.S., 1960, "Transition Temperatures with the Four-Ball Machine", ASLE Trans., Vol. 3, pp. 34~39.

(7) Hamid, S. Al-Rubeye, 1980, "Friction, wear, and Temperature in Sliding Contact", J. Lubrication Technology, Vol. 12, pp. 107~112.

(8) Matveevsky, R.M., 1965, "The Critical Temperature of Oil With Point and Line Contact Machine", Trans. ASME, Vol. 87, pp. 754~760.

(9) Carslaw, H.S., and Jaeger, J.C., 1959, "Conduction of Heat in Solids", Oxford Press.