

## 탄성변형을 고려한 윤활 상태에서 거친 표면의 미끄럼 접촉온도 해석

김병선 · 이상돈 · 조용주\*†

부산대학교 정밀기계공학과, \*부산대학교 기계공학부

### Temperature Rise Analysis of Sliding Contact Surfaces in Lubrication Considering Elastic Deformation

ByoungSun Kim, SangDon Lee and YongJoo Cho\*†

*Precision and Mechanical Engineering, Pusan National University*

*\*School of Mechanical Engineering, Pusan National University*

**Abstract** – The sliding contact interface of machine components such as bearings, gears frequently operates in lubrication at the inception of sliding failure under high loads, speed and slip. The surface temperature at the interface of bodies in a sliding contact is one of the most important factors influencing the behavior of machine components. Most surface failure in sliding contact region result from frictional heat generation. However, it is difficult to measure temperature rise experimentally. So the calculation of the surface temperature at a sliding contact interface has long been an interesting and important subject for tribologist. The surface temperature rise is related in contact pressure, sliding speed, material properties and lubrication thickness. Though roughness, load, ect all of the condition, are same, film thickness varies with velocity. In this study, surface temperature rise due to frictional heating in lubrication is calculated with various velocities. Surface film shearing and dry solid asperity contact are used to simulate the change of frictional heat in lubricated contact

**Key words** – flash temperature, rough surface, lubrication, EHL, Partial EHL.

#### 1. 서 론

기어나 베어링 또는 피스톤과 같은 슬라이딩 접촉을 하는 기계요소는 고하중·고속의 운전 조건 등에 기인한 극심한 접촉조건이 불가피하며 이에 따라 높은 마찰열에 의한 스카핑 손상이 종종 발생하게 되는데 이는 그 자체로도 심각한 파손을 유발할 뿐 아니라 동하중을 유발시킴으로서 2차적인 피로 파손의 형태까지 확장될 수 있다. 기존의 연구들에 의하면 접촉표면손상의 가장 큰 인자는 마찰열에 의한 표면의 과도한 온도상승으로 알려져 있다.

접촉표면의 상승온도를 예측함에 있어서 관심이 되는 것은 접촉면 전반에 걸친 평균온도(Mean or Bulk

Temperature)와 실접촉면에서 발생하는 섬광온도(flash temperature)이다. 이 중 평균온도는 여러 가지 방법으로 측정이 가능하나 섬광온도는 그 발생구역이 두 물체가 접촉해 있는 영역이고, 발생시간 또한 매우 짧기 때문에 실제로 섬광온도를 측정한다는 것은 매우 어렵다고 할 수 있다.

따라서 이러한 섬광온도는 이론적인 해석을 이용한 시뮬레이션을 통해 구할 수 있다. 이론적인 계산을 통해 표면상승온도를 구하기 위한 방법이 꾸준히 연구되어 왔다.

Blok[1]은 단일 사각 열원을 가지는 접촉면의 온도분포를 마찰열은 미끄럼 마찰로부터 발생하고 열분할 계수(Heat partition factor)는 두 접촉면의 최대온도가 같다는 가정 하에서 구하였다. Jaeger[2]는 반무한체 표면 위를 일정속도로 움직이는 다양한 형태의 열원에 대한

†주저자 · 책임저자 : yjcho@pusan.ac.kr

연구를 통해 돌기를 고려한 실접촉 열원에 대한 접촉 표면온도 공식의 기초를 확립하였다.

Archard[3]는 원형의 열원 상에서 접촉점들이 같은 평균온도를 가질 경우에 대한 표면온도상승 공식을 유도하였고, Francis[4]는 Hertzian 접촉에서 마찰력, 속도, 접촉환경, 재료의 열적 성질, 물체의 평균온도 관점에서 정상 상태 계면온도 분포의 해석적 표현을 유도하였다.

Tian과 Kenndy[5]는 모든 범위의 Peclet Number에 대하여 움직이는 열원에 기인한 반무한체의 접촉표면 온도 해석을 수행하였다. Qui와 Cheng[6]은 혼합유향 상태에서 3차원 거친 표면의 상승온도를 구하였다.

접촉표면에서의 온도 상승은 마찰열에 기인하는데, 이러한 마찰열의 크기는 접촉압력, 마찰속도, 마찰계수에 따라 커지게 된다. 그러나 마찰열에 의해 상승되는 표면의 온도는 재료의 물성치, 접촉면의 형상, 유향조건 등에 따라 같은 접촉압력, 마찰속도, 마찰계수를 가지더라도 달라지게 된다.

본 연구에서는 마찰열에 의해 상승되는 표면의 온도를 결정하는 인자 중 접촉면의 형상, 유막의 두께, 속도의 관계에 관한 연구를 수행하였다

## 2. 해석이론

### 2-1. 혼합 탄성유체유향 해석

#### 2-1-1. 유막 두께 방정식

Fig. 1과 같이 두 탄성체의 접촉을 상당표면과 강체의 접촉으로 등가시켰을 때 유막 두께식은 다음과 같다.

$$h(x,y) = -\delta + \frac{x^2}{2R} + \frac{y^2}{2R} + r(x,y) + d(x,y) \quad (1)$$

우변의 1항은 주어진 하중에 대한 두 표면의 상대접근거리, 2항, 3항은 매끄러운 초기 형상, 4항은 거칠기 표면이며, 5항은 압력에 의한 표면의 탄성변위이다.

#### 2-1-2. 하중관계식

가해진 하중과 분포 압력은 아래의 관계식을 만족해야 한다.

$$W = \iint_{\Omega} P dx dy \quad (2)$$

여기서  $P$ 는 전체 해석 영역( $\Omega$ )에 대한 압력이며 접촉이 일어나지 않을 경우 유막 압력으로, 접촉이 일어났을 경우 유막 압력과 접촉 변위로부터 유발되는

압력의 합으로 표현된다.

$$\begin{aligned} P(x,y) &= P_f(x,y) & h(x,y) > 0 \\ P(x,y) &= P_f(x,y) + P_s(x,y) & h(x,y) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

### 2-1-3. 반성 변위식

이산화된 균일한 사각조각 표면에 작용하는 균일한 수직 분포하중에 의한 변위는 Love의 변위해[7]로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} d(x,y) &= \sum_{l=m}^n \sum_{y=1}^x F_{i,j,x,y} P_{x,u} \\ i &= 1, 2, \dots, m \quad j = 1, 2, \dots, n \end{aligned} \quad (4)$$

여기서  $F$ 는 영향함수(influence function)를 나타낸다.

### 2-1-4. 레이놀즈 지배방정식

Fig. 1에서 X방향으로 유향유가 유입될 때 유향 접합면 내의 모든 노드에 대한 레이놀즈 지배방정식은 다음과 같으며 이로부터 유막 압력을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\rho h^3 \partial P_f}{\eta \partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\rho h^3 \partial P_f}{\eta \partial y} \right) &= K \frac{\partial (\rho h)}{\partial x} \\ h(x,y) &> 0 \end{aligned} \quad (5)$$

유향 접합면에 대한 경계 조건은 레이놀즈 경계조건을 적용한다.

$$P_f(x,y) = 0 \quad \text{at } x_{in}$$

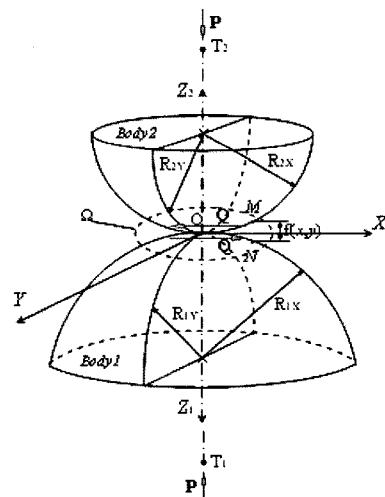


Fig. 1. Contact of two spherical body.

$$P_f(x,y) < 0 \text{ and } \frac{\partial P_f(x,y)}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x_{out}$$

레이놀즈 식은 돌기 접촉이 발생하지 않은 격자에 대해 micro-EHL 해석을 수행하며, 돌기 접촉이 일어난 격자의 경우 접촉 압력에 의해 변형된 돌기 형상으로부터 0의 유막을 설정하고 유막 압력을 계산한다. 이로부터 얻어지는 유막 압력은 가정된 0의 유막을 만족시키지 못한다. 즉, 초기 형상의 돌기를 완전히 상승시키지 못하고 돌기 접촉량을 발생시킨다. 이러한 접촉량은 접촉해석을 통해 변형시킨다. 수치 해석을 함에 있어서 접촉점의 0의 값은 1 mm의  $\epsilon$  값으로 대체함으로써 수치해석상의 특이점을 피했다.

윤활유의 점성과 밀도에 대해 Roelands의 점도-압력 관계식[8], Dowson & Higginson의 밀도-압력 관계식[9]을 각각 적용했다.

2.2. 반무한체 온도해석

본 연구에서는 표면의 온도해석을 위해 반무한체 온도 해석 기법을 사용하였다. Fig. 1은 두 움직이는 물체의 접촉 모델을 나타낸 것이다. 접촉면의 경계에서의 열 손실이 없다고 가정 할 때 접촉면적 위의 점  $(x',y',0,t')$ 의 입력열량  $q \, dx' dy' dt'$ 에 기인한 유한 시간  $t$  동안 한 점  $(x,y)$ 에서의 상승온도는 Carslaw와 Jaeger에 의해 유도된 다음 식에 의하여 계산된다.

$$dT = \frac{q(x',y',0,t') \, dx' \, dy' \, dt'}{4\rho c[\pi\alpha(t-t')]^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{(x-x')^2 + (y-y')^2}{4\alpha(t-t')}\right] \quad (6)$$

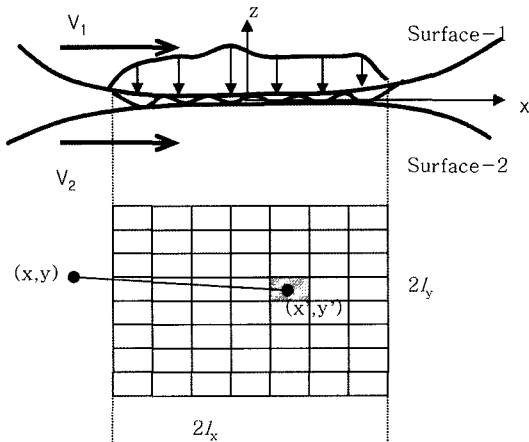


Fig. 2. Model of surface contact.

식(6)을 무차원화 하면

$$d\bar{T} = \frac{\bar{q}(\bar{x}',\bar{y}',0',t') \, d\bar{x}' \, d\bar{y}' \, d\bar{t}'}{(t-t')^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{(\bar{x}-\bar{x}')^2 + (\bar{y}-\bar{y}')^2}{(t-t')}\right] \quad (7)$$

발생된 열은 열 분할 계수  $f(\bar{x}',\bar{y}',t')$ 에 의해 두 접촉표면으로 전도된다.

따라서 표면 1의 온도상승은 식(8)

$$d\bar{T}_1 = [1-f(\bar{x}',\bar{y}',t')] \frac{\bar{q}(\bar{x}',\bar{y}',0',t') \, d\bar{x}' \, d\bar{y}' \, d\bar{t}'}{(t-t')^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{[(\bar{x}-\bar{x}')-\bar{V}_1(t-t')]^2 + (\bar{y}-\bar{y}')^2}{(t-t')}\right] \quad (8)$$

표면 2의 온도상승은 식(9)

$$d\bar{T}_2 = f(\bar{x}',\bar{y}',t') \frac{\bar{q}(\bar{x}',\bar{y}',0',t') \, d\bar{x}' \, d\bar{y}' \, d\bar{t}'}{(t-t')^{3/2}} \times \exp\left[-\frac{[(\bar{x}-\bar{x}')-\bar{V}_2(t-t')]^2 + (\bar{y}-\bar{y}')^2}{(t-t')}\right] \quad (9)$$

시간  $t' = 0$ 에서부터  $t' = i$ 까지 모든 마찰 열원에서 발생한 표면온도 상승은 접촉 열원 면적의 적분에 의해 구할 수 있다. 접촉면적  $\Omega_i$ , 시간  $i$ 에서 임의의 점  $(\bar{x},\bar{y},t)$ 의 온도상승은 식 (10)에 나타나 있다.

$$\begin{aligned} \Delta\bar{T}_1(\bar{x},\bar{y},t) &= \int_0^i \int_{\Omega_i} d\bar{T}_1(\bar{x}',\bar{y}',t') \\ \Delta\bar{T}_2(\bar{x},\bar{y},t) &= \int_0^i \int_{\Omega_i} d\bar{T}_2(\bar{x}',\bar{y}',t') \end{aligned} \quad (10)$$

식 (11)에서 열분할계수  $f(\bar{x}',\bar{y}',t')$ 는 접촉점에서의 표면온도의 갑작스러운 변화가 없다는 가정 하에서 돌기 접촉에서의 최대온도가 같다는 가정에 의하여 구할 수 있다.

$$\bar{T}_{1b} + \Delta\bar{T}_1(\bar{x},\bar{y},t) = \bar{T}_{2b} + \Delta\bar{T}_2(\bar{x},\bar{y},t) \quad (11)$$

Lai와 cheng[8] 모델을 이용하였다.

유막에서의 발생하는 마찰열에 의하여 유막두께의 중간층에서 온도가 가장 높다 가정을 하여 유막에서의 열분할은 식(12)로 나타낸다.

$$\begin{aligned} K_f \frac{T_3(x,y,t) - T_1(x,y,t)}{h(x,y)/2} &= [1-f(x,y,t)q_i] \\ K_f \frac{T_3(x,y,t) - T_2(x,y,t)}{h(x,y)/2} &= [f(x,y,t)q_i] \end{aligned} \quad (12a)$$

$$\begin{aligned}
 & [T_{26} + \Delta T_2(x, y, t)] - [T_{16} + \Delta T_1(x, y, t)] \\
 &= \frac{h(x, y)}{2K_f} [1 - 2f(x, y, t)] \cdot q_i \\
 & [T_{26} + \Delta T_2(\bar{x}, \bar{y}, \bar{t})] - [T_{16} + \Delta T_1(\bar{x}, \bar{y}, \bar{t})] \\
 &= S \cdot [1 - 2f(\bar{x}, \bar{y}, \bar{t})] \cdot \bar{h}(\bar{x}, \bar{y}) \cdot \bar{q}_i \quad (12b)
 \end{aligned}$$

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1. 속도와 압력 형상에 따른 온도 해석

압력 형상과 속도에 따른 표면 온도상승에 미치는 영향을 구하기 위하여 압력 형상이 미끄럼 방향에 수직인 압력(transverse)과 수평인 압력(longitudinal)의 경우를 비교하기 위해서 각각의 압력(1 Gpa)을 일정하다고 가정하여 온도 해석을 하였다. Fig. 3과 Fig. 4는 Pe = 1.0 때의 온도 분포이며, 수직인 압력(transverse)의 경우 최대온도는 12.27°C이며 수평인 압력(longitudinal)에서 최고 온도는 수직인 압력 보다 2% 높은 12.47°C 였다.

Fig. 5는 각각 Pe = 0.1, 0.5, 1.0, 5.0으로 해석에 사용된 두 물체로써 해석 조건은 Table 1 해석에 사용된 재료의 물성치를 나타내었다.

최고 온도는 수평인 압력(longitudinal)의 경우가 수

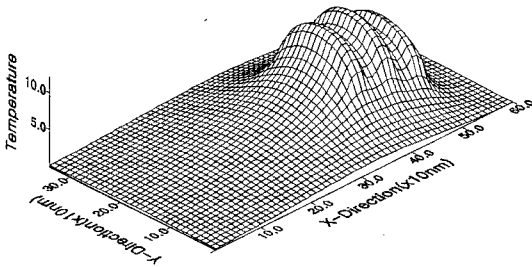


Fig. 3. Temperature distribution of transverse pressure.

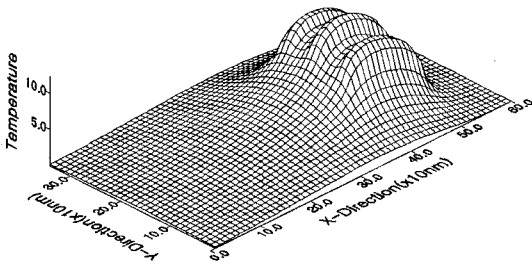


Fig. 4. Temperature distribution of longitudinal pressure.

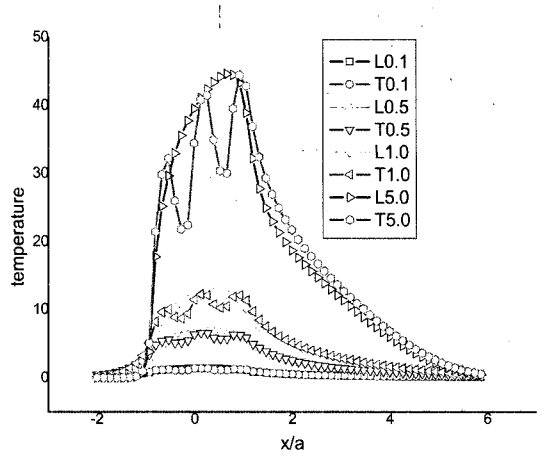


Fig. 5. Temperature rise distribution along sliding direction.

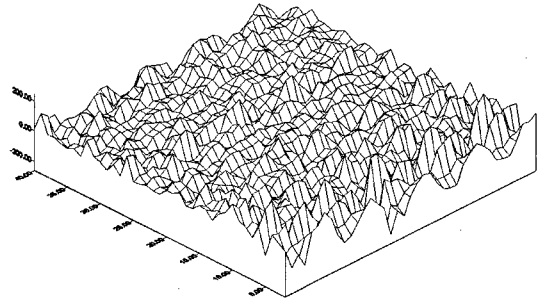


Fig. 6. Surface roughness of specimen.

직인 압력(transversal)보다 2-5% 더 높았다 동일한 접촉 압력과 동일한 마찰계수에서는 속도가 빠를수록 최고 온도는 진행 반대 방향으로 이동해 감을 알 수 있다.

#### 3-2. 무윤활 상태에서 거친 표면의 온도 해석

Fig. 6은 해석 사이즈는 10.39 × 10.39(μm)이며, Ra = 0.13 μm, Rms = 0.17 μm의 값을 가지는 Fig. 3, 5의 표면 형상에 하중 19.5 N을 가했다. 이로부터 나타나는 압력은 Fig. 7과 같으며, 이때 최대압력은 1.94 GPa이다. Fig. 8, 9는 t = 30 Δ에서 미끄럼 속도를 각각 V = 0.8 m/s, 5 m/s로 하였을 때 해석된 표면 온도이다. Fig. 8에서 최대 온도는 91.9°C이고, Fig. 9에서 최대 온도는 348.7°C로써 속도가 빠른 경우 온도가 더욱 상승함을 확인할 수 있다.

#### 3-3. 윤활상태에서 접촉 온도 해석

Fig. 10(a)은 미끄럼 속도가 5 m/s에서 유막 형상을

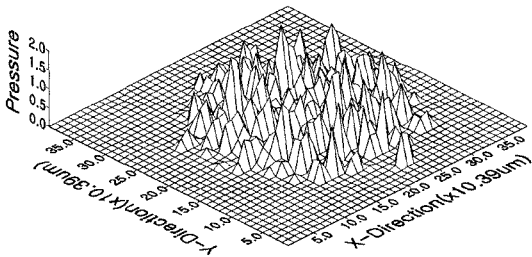


Fig. 7. Contact pressure (Maximum pressure: 1.94 GPa).

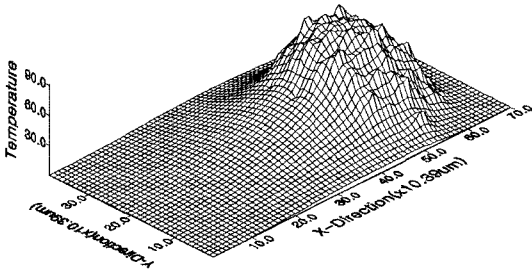


Fig. 8. Temperature rise distribution ( $V = 0.8$  m/s). (Maximum temperature: 91.9°C)

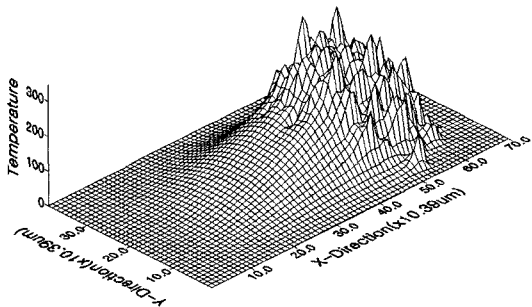
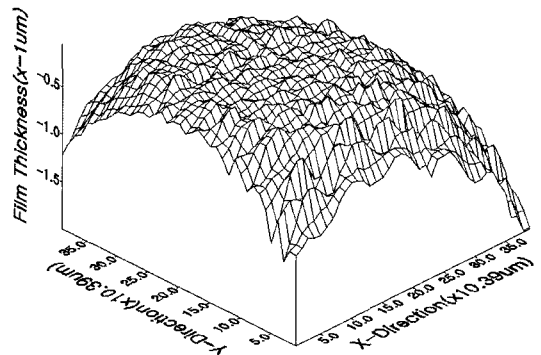


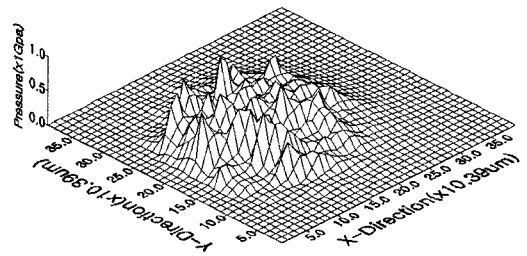
Fig. 9. Temperature rise distribution ( $V = 5$  m/s). (Maximum temperature: 348°C)

나타내고 있으며, 이때 최소 유막 두께는 43 nm이다. 즉, 돌기간의 접촉은 일어나지 않은 EHL 영역이다. Fig. 10(b)는 압력을 나타낸 그림이며 최대 압력은 1.01 GPa이다. Fig. 10(c)은 온도 해석결과로  $t = 30 \Delta t$  일 때 최대 온도는 2.89°C이다. 같은 조건의 무윤활 상태 Fig. 9와 비교하면 110배의 온도 차이를 보인다.

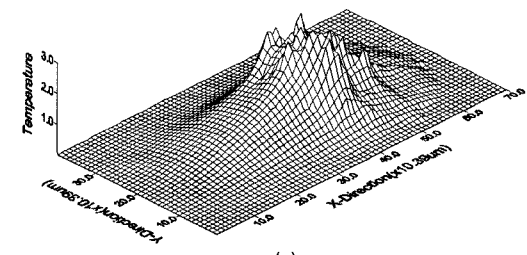
Fig. 11(a)은 미끄럼 속도를  $V = 0.8$  m/s일 때 윤활 해석 결과 나온 유막 형상이다. Fig. 11(b)는 유막의 등고선 그림으로써 돌기 접촉만 나타냈다 부분적으로 (55개의 노트) 돌기 접촉이 발생한 Partial EHL 상태이다. 최소 유막두께는 0이며, Fig. 11(c) 최대 압력은



(a)



(b)



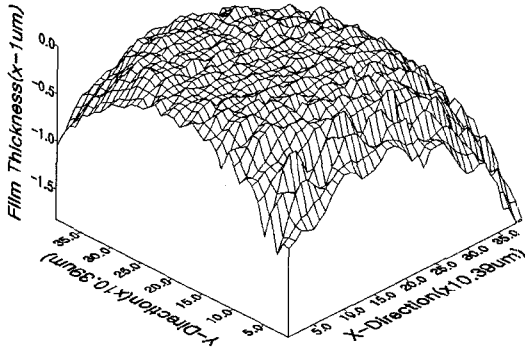
(c)

Fig. 10. (a) Film thickness profile rough surface (Minimum film thickness: 43 nm), (b) Pressure profile rough surface ( $\times 1.0$  GPa) (Maximum pressure: 1 GPa) and (c) Temperature rise distribution.

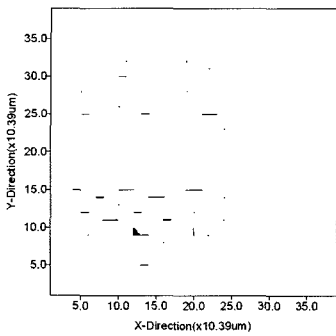
1.3 GPa로 나타난다. Fig. 11(d)은 온도 해석 결과로 최대 온도는 8.86°C였으며, 무윤활 상태의 최고 온도 Fig. 8보다 10배가 작았으며, 미끄럼 속도가 5 m/s인 탄성 유체 윤활 Fig. 10(c)과 비교했을 때 속도는 6.25배로 느리지만 온도는 최대 온도는 더 높았다.

#### 4. 결 론

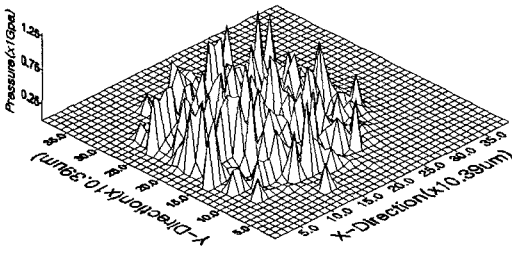
1) 무 윤활 상태에서는 압력과 마찰계수 속도에 비례하여 온도가 상승한다. 동일 표면 형상과 동일 하



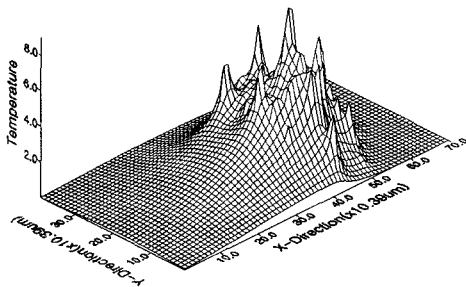
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 11. (a) Film thickness profile rough surface, (b) Contour of asperity contact region, (c) Pressure profile rough surface ( $\times 1.0$  GPa) (Maximum pressure: 1.3 GPa) and (d) Temperature rise distribution.

중에서는 미끄럼 속도가 커질수록 최고온도가 커진다.

2) 돌기 접촉이 일어나는 부분은 직접 마찰열에 영향을 받아 온도가 상승 하지만, 접촉이 일어나지 않는 부분 즉 유막이 형성된 부분은 윤활유의 열전도 계수에 의해 온도가 상승된다. 부분탄성유체윤활 상태는 탄성유체윤활 상태보다 미끄럼 속도는 느리지만 부분적으로 돌기 접촉이 발생하여 온도 상승은 더 크다.

## 후 기

이 논문은 2005년도 부산대학교 학술 연구 조성비를 지원받아 수행된 연구임.

## 기호 설명

- $f(x, y, t)$  : heat partition factor
- $q(x', y', t')$  : heat flux
- $l_{x,y}$  : half contact length
- $t$  : time
- $T_{1,2}$  : surface temperature
- $\Delta T_{1,2}$  : temperature rise
- $T_{1b,2b}$  : bulk temperature of bodies
- $V_{1,2}$  : velocities of surface
- $V_s$  : sliding speed
- $x, y$  : coordinates on contact surface
- $x', y', t'$  : dummy variables of respectively
- $\bar{T}, \bar{x}, \bar{y}, \bar{t}, \bar{q}, \bar{p}$  : nondimensional variables of  $T, x, y, t, q, p$
- $\rho$  : density of solid
- $\Omega_c$  : contact area
- $\alpha$  : thermal diffusivity of solids
- $\mu$  : friction coefficient
- $S = \pi^{3/2} \sigma K_s / l_x K_f$ , nondimensional variable
- $h(x, y)$  = lubricant film thickness
- $K_f$  = thermal conductivity of fluid
- $K_s$  = thermal conductivity of solids

## 참고 문헌

1. Blok, H., "Theoretical Study of Temperature Rise at Surfaces of Actual Contact under Oiliness Lubricating Condition," *Proc. General Discussion on Lubri-*

- cation, Inst. Mech. Engrs.*, London, Vol. 2, pp.222-235, 1937.
2. Jaeger, J.C. "Moving Sources of Heat and the Temperature at Sliding Contacts," *J. Proc. Roy. Soc. N.S.W.*, Vol.76, pp.203-224, 1942.
  3. Archard, J.F, "The Temperature of rubbing Surfaces," *Wear*, Vol.2, pp.439-455, 1958.
  4. Francis, H.A, "Interfacial Temperature Distribution within a Sliding Hertian Contact," *ASLE Transaction*, Vol.14, pp.41-54, 1970.
  5. Tian, X and Kennedy, F.E, "Maximum and Average Flash Temperatures in Sliding Contact," *Journal of Tribology*, Vol.116, pp.167-174, 1994.
  6. Qiu, L. and Cheng, H.S., "Temperature Rise Simulation of Three-Dimensional Rough Surface in Mixed Lubricated Contact," *ASME Journal of Tribology*, Vol.120, pp.310-318, 1998.
  7. Love, A.E.H., "Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary," *Phil. Trans. Royal Society*, Vol. A228, pp.377-420, 1929.
  8. Roelands, C.J.A., "Correlational Aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils," Druk, V.R.B., Groinen, Netherland, 1966.
  9. Dowson, D. and Higginson, G.R., "Elastohydrodynamic Lubrication," Pergamon, Oxford, 1966.