

표면 거칠기를 고려한 볼 조인트 접촉의 미세 탄성유체윤활 해석

김 태 종[†]

부산대학교 기계공학부, 기계기술연구소

Micro-EHL Analysis of a Ball Joint Contact with Surface Roughness

Tae-Jong Kim[†]

School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract – The effect of surface texture on elastohydrodynamic lubrication (EHL) point contact of a ball joint mechanism in small reciprocating compressors is studied numerically by using multigrid method. Pressure and film thickness profiles have been calculated for surface roughness with waviness of different orientations and transverse ridge and dent at minimum and maximum Moes M parameter conditions. The influence of the amplitude and the wavelength of the surface roughness was also studied. Results show that the oblique waviness with orientation angle of 30° generates the smallest minimum film thickness as compared with those of longitudinal, transverse, and other oblique roughness. The influence of transverse waviness on the minimum film thickness is smaller than for the longitudinal waviness case.

Key words – ball joint mechanism, micro-elastohydrodynamic lubrication (micro-EHL), surface roughness, multigrid method, pressure profile, minimum and central film thicknesses.

1. 서 론

트라이볼로지 설계에 대한 기술개발의 동향은, 접촉 시스템의 효율 향상을 위해 고하중, 저점도 윤활유의 운전조건에서도 작동되는 얇은 유막의 형성에 있다. 이에 따라, 집중되는 접촉의 성능 향상에 있어서 표면 구조(surface topography)는 매우 중요하게 된다. 볼 조인트 및 구름 베어링 등의 부적합(nonconformal) 접촉에서 자주 발생하는 피팅(pitting), 스커핑(scuffing) 또는 마모(wear)에 의한 유막 두께의 파손을 예측하기 위해서는 국부적 표면 형상을 고려한 EHL이 해석되어야 한다. 돌기부의 미세 변형, 압력 파형(pressure ripple), 접촉에서의 미끄럼과 표면 거칠기의 상호 작용에 의해 발생하는 과도 효과 등의 국부적 특성은 표면 및 표면 아래에서 발생하는 파손에 대해 근본적인 영향을 주게

된다.

Houpert & Hamrock은 유막 두께 파손, 금속 사이의 접촉, 국부적으로 높은 압력 또는 높은 전단응력에 의한 피로, 미끄럼 운동에 의해 발생하는 표면 온도의 상승 등에 의해 스커핑이 발생된다고 가정하였다[1]. Majumdar & Hamrock[2]은 Patir & Cheng의 평균 유동 모델[3]과 돌기부 접촉 모델을 처음으로 결합하였다. 평균 유동 모델로부터 유도된 이 이론은 EHL의 선 및 점 접촉의 평균 유막 두께의 해석에는 적합하였지만, 윤활 접합면내 돌기부 근처에서 발생하는 국부적으로 높은 압력과 유막 변동의 예측에는 실패하였다. 부적합 기계요소 고체면 탄성변형과 윤활유의 점성-압력 특성을 동시에 고려하는 종래의 EHL에서, 윤활 접합면에서의 불균일 형상을 고려하여 유막 두께 방정식을 수정하면 미세 탄성유체윤활(micro-EHL) 문제로 전개된다. 즉, EHL의 접합면에서 함몰(dent), 돌기(asperity), 주기적 굴곡형상(waviness) 및 표면 거칠기(roughness) 등의 표면

[†]주저자 · 책임저자 : tjong@pusan.ac.kr

구조(surface texture)를 포함시켜 표면 불균일 근처에서의 국부적으로 높은 압력과 유막 변동을 고려한다. 이와 같이 접촉면의 형상을 고려한 미세 탄성유체윤활의 해석은 Goglia 등에 의해 미끄럼운동의 매끈한 면과 고정된 정현파형의 거친면 사이의 EHL 선 접촉 문제에 처음 적용되었다[4,5]. 이 해석은 정상상태의 문제[6,7,8,9,10], 선 접촉의 과도문제[11] 및 최근에는 2차원 접촉의 과도문제[12,13,14]까지 발전되어 있다.

본 논문에서는 왕복동형 압축기 볼 조인트 접촉의 탄성유체윤활 해석[15]에서 접촉면의 표면 형상을 고려하여 미세 탄성유체윤활의 특성을 해석하였다. 압축기 크랭크축 회전의 한 주기동안 볼 조인트 접촉의 Moes 무차원 변수 M값이 최대가 되는 조건 및 최소 M값 조건에 대해 주기적 표면 거칠기(waviness)의 경사각도(θ), 진폭(A), 파형 길이(wavelength, w_a)를 변화시켜 최소 유막 두께 및 접촉중심에서의 유막 두께 또, 최대 유막 압력 및 접촉중심에서의 압력을 해석하였다. 이와 함께, 띠 모양의 함몰(groove)과 돌기(ridge, bump)의 불균일 형상을 고려하여 미세 탄성유체윤활 해석을 수행하였다. 접촉면의 미세 형상을 고려한 micro-EHL의 해석 결과와 이론적으로 매끈한(smooth) 형상으로 가정되는 기존의 EHL 해석 결과를 비교하여 미세 형상의 표면 특성이 유막 두께 및 유막 압력에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 볼 조인트 기구의 미세 탄성유체윤활 해석

2-1. 원형 접촉의 지배방정식

Fig. 1과 같이 등가적으로 모델링되는 볼 조인트 기구의 원형 접촉 문제에 있어서, x 축 방향으로 윤활유

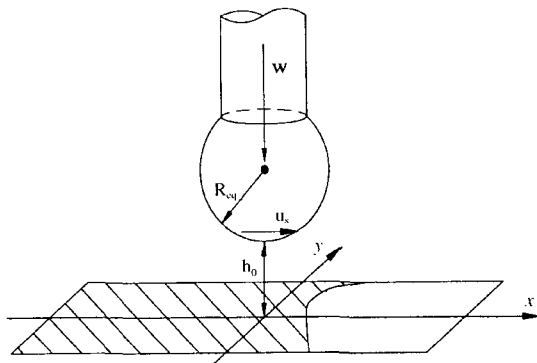


Fig. 1. Equivalent system of a ball joint contact.

가 유입된다고 가정하면 정상상태, 무차원의 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(\varepsilon \cdot \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\varepsilon \cdot \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X} \quad (1)$$

여기서, $X, Y \in [X_a, X_b] \times [Y_a, Y_b]$ 이고 경계조건은 $P = 0$, 공동조건에는 $P \geq 0$ 을 적용한다. 무차원 변수는 $X = \frac{x}{a}$, $Y = \frac{y}{a}$, $P = \frac{P}{p_h}$, $H = \frac{h \cdot R_{eq}}{a^2}$, $\bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0}$, $\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}$,

$$\varepsilon = \frac{\bar{\rho}H^3}{\bar{\eta}\bar{\lambda}}, \quad \bar{\lambda} = \frac{6u_s \cdot \eta_0 R_{eq}^2}{a^3 \cdot p_h} \text{ 이고, } \eta_0, \rho_0 \text{는 대기압에서 윤활유의 점도, 밀도를 각각 나타내고, } u_s \text{는 볼의 미끄럼 속도이다. 또, } a^3 = \frac{3wR_{eq}}{2E}, \quad p_h = \frac{3w}{2\pi a^2}, \quad R_{eq} = \frac{r \cdot R_1}{R_1 - r},$$

$$E' = \frac{2E_1 \cdot E_2}{(1 - \nu_1^2)E_1 + (1 - \nu_2^2)E_2} \text{ 이다.}$$

윤활유의 밀도는 압축성의 경우 Dowson-Higginson 관계식에서 다음과 같은 무차원 형태가 주어진다.

$$\bar{\rho} = \frac{5.9 \times 10^8 + 1.34 p_h \cdot P}{5.9 \times 10^8 + p_h \cdot P} \quad (2)$$

윤활유의 점도는 Roelands에 의해 제안된 실험식의 무차원 형태로 다음과 같이 표시된다.

$$\bar{\eta} = \exp \left[(\ln(\eta_0) + 9.67) \left(-1 + \left(1 + \frac{p_h \cdot P}{p_0} \right)^z \right) \right] \quad (3)$$

여기서, z 는 압력-점도 지수로서 $z=0.6$ 이고, $p_0 = 1.96 \times 10^8$ 의 상수이다.

접촉면 사이의 유막 두께는 볼 조인트의 강체 형상에 의해 발생하는 간극, 탄성 변형 및 표면 거칠기의 3 부분으로 이루어지므로 무차원의 유막 두께 방정식은 다음과 같다.

$$H(X, Y) = H_0 + \frac{X^2}{2} + \frac{Y^2}{2} - R(X, Y) + \frac{2}{\pi^2} \int_{x_a}^{x_b} \int_{y_a}^{y_b} \frac{P(X', Y') dX' dY'}{\sqrt{(X-X')^2 + (Y-Y')^2}} \quad (4)$$

여기서, $H_0 \left(= \frac{h_0 R_{eq}}{a^2} \right)$ 는 볼의 무차원 강체 변위(rigid body displacement)를 나타내고, 함수 $R(X, Y)$ 에 의해 접촉면의 거칠기, 함몰, 돌기 등의 표면 특성이 고려된다. 접촉면 사이의 강체 변위에 의한 최소 간극을 나타내는 적분상수 H_0 는 다음의 무차원 힘 평형방정식에서 결정된다.

$$\int_{Y_c}^{Y_s} \int_{X_c}^{X_s} P(X, Y) dXdY = \frac{2\pi}{3} \quad (5)$$

위와 같이 유도되는 방정식에서 운전조건의 함수로서 유막의 압력 및 유막 두께를 구할 수 있다. 최소 유막 두께는 $h_m = \min(h(x,y))$ 이고, 접촉중심의 유막 두께는 $h_c = h(x,y)|_{x=y=0}$ 이다. 또, 최대 유막 압력은 $p_{max} = \max(p(x,y))$ 이고, 접촉중심의 유막 압력은 $p_c = p(x,y)|_{x=y=0}$ 이다.

2.2. 접촉면의 미세 형상

표면의 거칠기 형상은 Fig. 1에서 미끄럼 속도 u_0 로 움직이는 구형의 볼에 위치하고, 밑에 위치하는 등가적 평면은 매끈(smooth)하다고 가정한다. 볼의 접촉면을 3차원의 표면 형상으로 고려하는 것은 상당한 계산량이 요구되므로, 정현파(sinusoidal)의 일정한 굴곡 파형으로 가정한다. Fig. 2와 같이, 표면의 특성이 주기적으로 변동되는 형상(waviness)의 경우, 거칠기의 방향을 고려하여 형상함수를 나타내면 다음과 같다 [13,14].

$$R(X, Y) = \bar{A} \cdot \cos\left(2\pi \frac{\zeta}{w_a} + \Delta\right) \quad (6)$$

$$\zeta = Y \cos \theta - X \sin \theta$$

여기서, $\bar{A} \left(= \frac{AR_{cy}}{a^2} \right)$ 는 거칠기 형상의 무차원 진폭(amplitude), $\bar{w}_a \left(= \frac{w_a}{a} \right)$ 는 무차원 주기적 길이로서

Fig. 2(b)와 같다. 또, θ 는 Fig. 2(a)에서 표면 거칠기의 경사각도를 나타내고, Δ 는 기준점(시작점)에서의 거칠기 형상의 위상각도를 표시한다.

재료의 표면에 나타나는 하나의 불균일 결함으로 표면이 푹니 모양으로 움푹 들어간, 어깨 높이가 없는 띠 모양의 자국 형상(indentation)과 띠 모양의 돌기

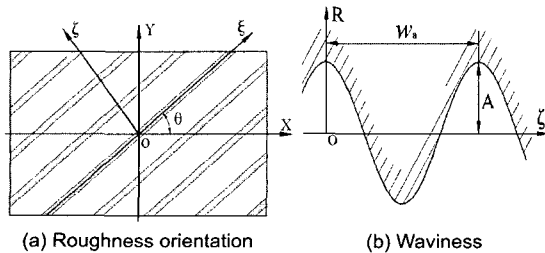


Fig. 2. Surface roughness.

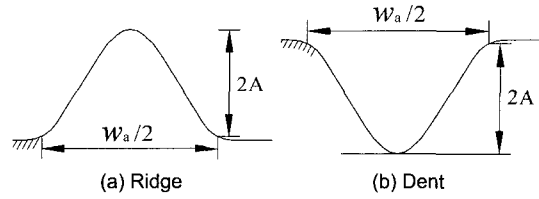


Fig. 3. Geometry of single irregularity.

(bump) 형상을 가정할 수 있다. 즉, Fig. 3과 같이 표시되는 돌기 혹은 함몰 형상은 코사인(cosine)의 삼각 함수와 지수함수의 곱으로 표시되는 형상함수로서 다음과 같이 표시된다[11,12].

$$R(X, Y) = A \cdot 10^{-10 \left(\frac{X-X_d}{\bar{w}_a} \right)^2} \cdot \cos\left(2\pi \frac{X-X_d}{\bar{w}_a}\right) \quad (7)$$

여기서, $\bar{A} \left(= \frac{AR_{cy}}{a^2} \right)$ 는 돌기 또는 함몰 형상의 무차원 진폭, $\bar{w}_a \left(= \frac{w_a}{a} \right)$ 는 이 형상의 무차원 주기 길이로서 Fig. 3과 같고, X_d 는 결함 형상의 위치를 무차원 형태로 표시한 것이다. 또, 진폭 A의 값이 양수이면 Fig. 3(a)의 돌기 형상을, 음수의 값이면 Fig. 3(b)의 함몰 형상을 각각 나타낸다.

2.3. 유한 차분 이산화

$1 \leq i \leq m, 1 \leq j \leq n$, 로 구성되는 계산 격자계의 각 절점 (i, j) 에서, 식 (1)의 레이놀즈 방정식의 쇄기항 $\frac{\partial(\bar{\rho}H)}{\partial X}$ 은 $i = 2$ 일 때 1차의 후진 차분법으로, $i \geq 3$ 일 때 2차의 상류 이산화(upwind discretization)에 의해 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\epsilon_{i-\frac{1}{2},j}(P_{i-1,j}-P_{i,j}) + \epsilon_{i+\frac{1}{2},j}(P_{i+1,j}-P_{i,j})}{(\Delta X)^2} + \frac{\epsilon_{i,j-\frac{1}{2}}(P_{i,j-1}-P_{i,j}) + \epsilon_{i,j+\frac{1}{2}}(P_{i,j+1}-P_{i,j})}{(\Delta Y)^2} \quad (8)$$

$$\begin{cases} = \frac{\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j} - \bar{\rho}_{i-1,j}H_{i-1,j}}{\Delta X} & (i=2) \\ = \frac{3\bar{\rho}_{i,j}H_{i,j} - 4\bar{\rho}_{i-1,j}H_{i-1,j} + \bar{\rho}_{i-2,j}H_{i-2,j}}{2\Delta X} & (i \geq 3) \end{cases}$$

여기서, $\epsilon_{i-\frac{1}{2},j} = \frac{\epsilon_{i-1,j} - \epsilon_{i,j}}{2}$, $\epsilon_{i+\frac{1}{2},j} = \frac{\epsilon_{i,j} - \epsilon_{i+1,j}}{2}$,

$$\varepsilon_{i,j-\frac{1}{2}} = \frac{\varepsilon_{i,j-1} - \varepsilon_{i,j}}{2}, \quad \varepsilon_{i,j+\frac{1}{2}} = \frac{\varepsilon_{i,j} - \varepsilon_{i,j+1}}{2} \text{ 이다.}$$

미세 탄성유체윤활 접촉의 유막 두께 방정식 (4)는 절점(i, j)에서 다음과 같이 이산화 된다.

$$H_{i,j} = H_0 + \frac{X_i^2}{2} + \frac{Y_j^2}{2} + R(X_i, Y_j) + d_{i,j} \quad (9)$$

여기서, $X_i = X_a + (i-1)\Delta X$, $Y_j = Y_a + (j-1)\Delta Y$ 이고 $d_{i,j}$ 는 하중에 의한 표면의 탄성변형을 나타낸다. 일정한 압력이 작용하는 균등한 사각면적에 의해 발생하는 절점 (i, j)에서의 탄성변형 $d_{i,j}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$d_{i,j} = \frac{2}{\pi} \sum_{k=1}^{m_i} \sum_{l=1}^{n_j} K_{m,n} P_{k,l} \quad (10)$$

여기서, $m_i = |i-k|+1$, $n_j = |j-l|+1$ 이고, i, j, k, l 은 격자점을 나타내는 첨자(grid index)이다.

$$K_{m,n} = |X_p| \ln \left(\frac{Y_q + \sqrt{X_p^2 + Y_q^2}}{Y_q + \sqrt{X_p^2 + Y_q^2}} \right) + |Y_q| \ln \left(\frac{X_p + \sqrt{Y_q^2 + X_p^2}}{X_p + \sqrt{Y_q^2 + X_p^2}} \right) + |X_q| \ln \left(\frac{Y_p + \sqrt{X_q^2 + Y_p^2}}{Y_p + \sqrt{X_q^2 + Y_p^2}} \right) + |Y_p| \ln \left(\frac{X_q + \sqrt{Y_p^2 + X_q^2}}{X_q + \sqrt{Y_p^2 + X_q^2}} \right) \quad (11)$$

여기서, $X_p = X_i - X_k + \frac{\Delta X}{2}$, $X_q = X_i - X_k - \frac{\Delta X}{2}$

$Y_p = Y_j - Y_l + \frac{\Delta Y}{2}$, $Y_q = Y_j - Y_l - \frac{\Delta Y}{2}$ 이다. 적분상수 H_0 를 결정하는 힘의 평형방정식 (5)는 다음과 같이 이산화 된다.

$$\Delta X \cdot \Delta Y \cdot \sum_{i=1}^{m_x} \sum_{j=1}^{n_y} P_{i,j} = \frac{2}{3} \pi \quad (12)$$

3. 해석 결과 및 토의

해석 대상의 압축기는 축동력이 65 W급인 소형 모델로서, 흡입압력 $p_s=0.132$ MPa, 토출압력 $p_o=1.352$ MPa 조건에서 3570 rpm으로 운전된다. 이 조건에서, 크랭크축의 한 주기동안 볼 조인트 접촉점에 수직방향 하중(w)이 작용하고, 접선방향의 미끄럼 속도(u)가 발생된다. 볼 조인트의 피스톤 방향에서의 접촉은 크랭크 각도 $270^\circ \sim 90^\circ$ 구간에서 발생되지만 90° 및 270° 위치에서 불연속적인 윤활상태가 형성된다. 이에 따라, Moes 하중 변수 M 값이 296.8° 위치에서 최소값을, 325.5° 에서 최대값을 가지며 이 각도에서 최대 하중이 작용한다. 멀티그리드 방법의 계산상 격자계의 무차원 영역은 $-4.5 \leq X \leq 1.5$, $-3.0 \leq Y \leq 3.0$ 으로 하여 절점수

32×32 , 64×64 , 128×128 , 256×256 의 4개 격자계로 구성하였으며, Jacobi 완화법의 계수는 $\omega_j=0.4$, Gauss-Seidel 완화법의 계수는 $\omega_{gs}=0.6$ 으로 설정하였다. 멀티그리드 방법의 계산은 W사이클을 이용하여 10번의 반복 횟수에서 양호하게 수렴되었다.

최대 하중이 작용하는 조건 ($w=257.08$ N, $u_s=1.67$ m/s)에서 윤활유의 압축성, Roelands 모델에 대해 주기적 형태의 표면 거칠기(waviness, $w_a=0.1$ mm, $A=0.05$ μ m)를 고려하여 미세 탄성유체윤활의 특성을 해석하였다. 종방향(y축 방향)의 표면 거칠기(경사각도 $\theta=0^\circ$)의 경우, 3차원 압력선도를 Fig. 4에 나타내었다.

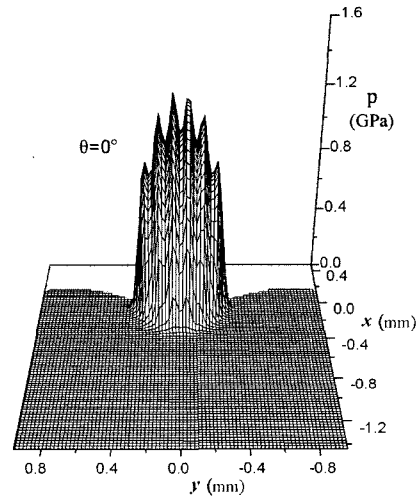


Fig. 4. Pressure distribution for maximum load condition with longitudinal roughness.

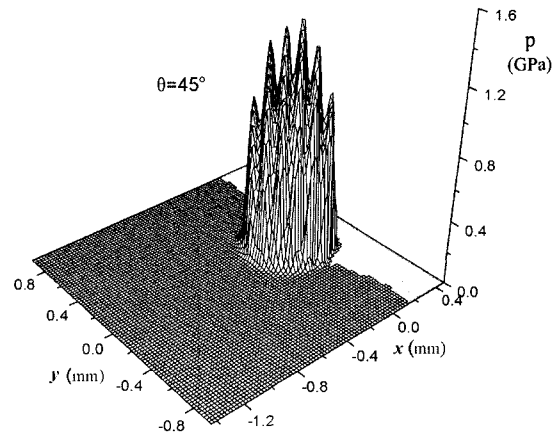


Fig. 5. Pressure distribution for maximum load condition with oblique roughness.

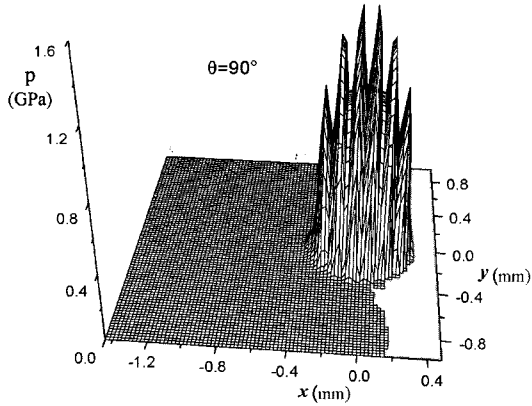


Fig. 6. Pressure distribution for maximum load condition with transverse roughness.

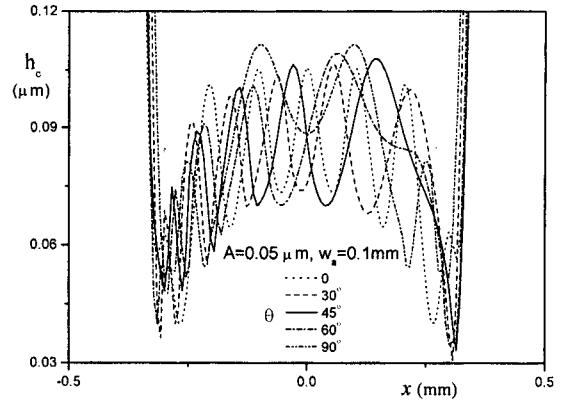


Fig. 8. Effect of roughness orientation angle on central film thickness profiles.

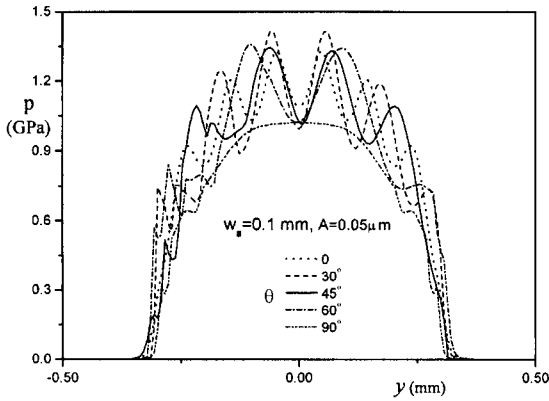


Fig. 7. Effect of roughness orientation angle on pressure profiles.

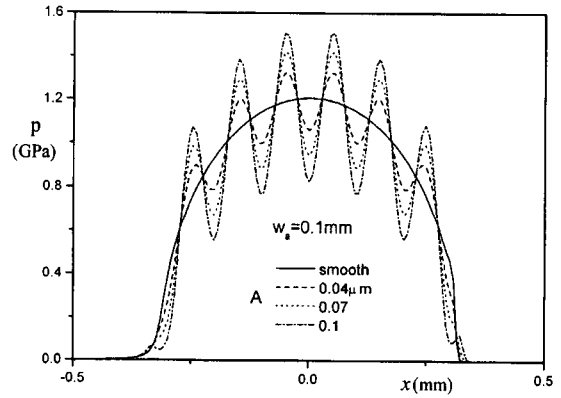


Fig. 9. Effect of transverse roughness amplitude on pressure profiles.

표면 거칠기의 형상이 경사각도 $\theta=45^\circ$ 를 갖는 경우의 압력선도는 Fig. 5에 횡방향(x 축 방향)의 표면 거칠기(경사각도 $\theta=90^\circ$)의 경우는 Fig. 6에 나타내었다. 위의 3가지 경우 모두 표면 거칠기의 고려에 의한 압력 파형(pressure ripple)이 상당히 발생됨을 볼 수 있다. 표면 거칠기가 고려된 경우, 경사각도별 압력선도를 Fig. 7에 도시하였다. 이 결과에서, y 좌표축에서 경사각도 $\theta=30^\circ$ 일 때 가장 높은 압력 파형이 발생되며, 경사각도가 커질수록 유막 압력의 크기는 줄어든다. 하지만, 미끄럼방향의 x 좌표축에서 경사각도 $\theta=90^\circ$ 일 때 가장 큰 압력 파형이 발생되며, 경사각도가 작아질수록 압력 파형의 크기도 줄어든다. 탄성유체윤활의 유막 두께는 말발굽 형상의 특성을 가지므로, y 축 방향에서는 유막 두께가 거의 평탄하게 나타나지만 x 축 방향에서는 Fig. 8과 같이 급격한 변동 양상을 나타낸

다. 그러므로 최대 압력 파형은 경사각도 $\theta=30^\circ$ 에서 발생되며, 경사각도가 커질수록 최대 유막 압력은 줄어들고 최소 유막 두께는 증가한다. 이와 같은 결과는 참고문헌[13]의 결과와 일치되는 현상이다.

구름 요소 베어링에서 $w_a=0.059$ mm, $A=0.08$ μ m의 거칠기가 일반적으로 관찰되는 것으로 알려져 있다 [14]. 본 논문의 볼 형상은 소형 베어링에 적용되는 크기이므로, 횡방향 표면 거칠기의 조건에서 진폭을 변화시켜($w_a=0.1$ mm, $A=0.04, 0.07, 0.1$ μ m) 미세 탄성유체윤활의 특성을 해석하였다. 표면 거칠기를 고려하면 매끈한 표면 형상의 유막 압력에 비해 상당한 크기의 압력 파형이 발생되며, 거칠기의 진폭이 커질수록 압력의 진폭도 커짐을 Fig. 9에서 관찰할 수 있다. 또, 거칠기의 진폭 크기에 따라 x 좌표축 선상에서 중심선 유막 간극이 변동되는 것을 Fig. 10에 도시하였다. 말

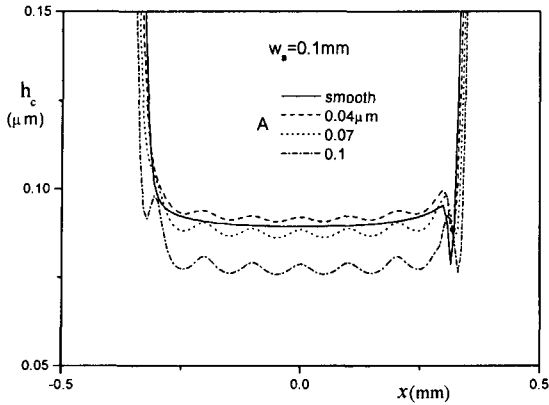


Fig. 10. Effect of transverse roughness amplitude on central film thickness profiles in the x-axis.

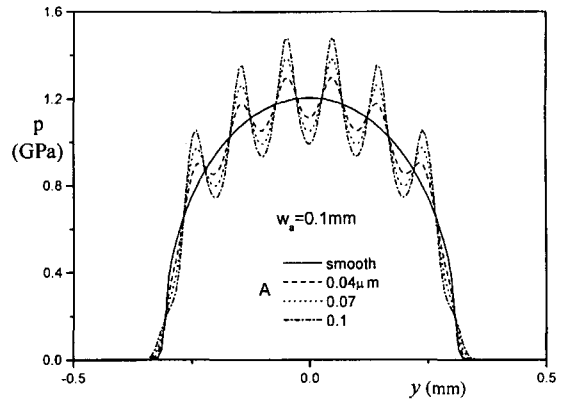


Fig. 12. Effect of longitudinal roughness amplitude on pressure profiles in the y-axis.

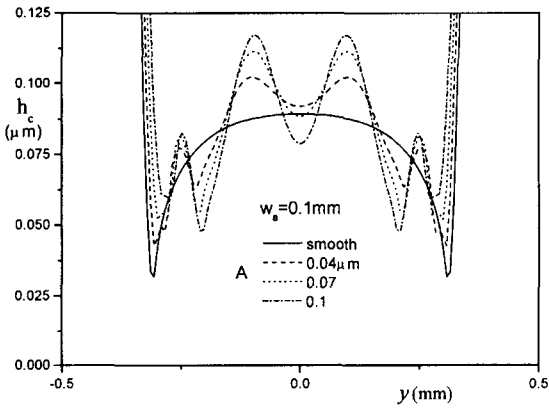


Fig. 11. Effect of transverse roughness amplitude on central film thickness profiles in the y-axis.

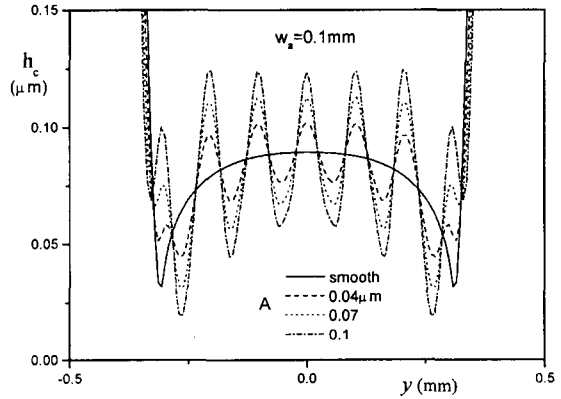


Fig. 13. Effect of longitudinal roughness amplitude on central film thickness profiles in the y-axis.

발급 형상의 유막 두께의 특성에 의해, Fig. 11의 y 좌표축 선상의 중심선 유막 두께는 급격하게, 상당한 크기로서 변동되며, 거칠기의 진폭 A 가 작을수록 최소 유막 두께도 작아지는 결과를 확인할 수 있다. 즉, 횡방향의 거칠기 형상에서 진폭을 증가시키면 발생하는 유막 압력은 커지지만 최소 유막 두께도 미소한 차이로 증가하였다. 이것은 유막 압력의 진폭과 접촉면의 탄성변형에 의해 발생하는 현상으로 이해할 수 있다. 즉, Fig. 11의 결과에서, 말발굽 형상 안쪽에서는 진폭이 커질수록 작은 유막 두께가 형성되지만 가장자리 경계에서는 반대의 순서로 즉, 진폭이 작을수록 얇은 유막이 만들어지기 때문이다.

종방향 표면 거칠기의 조건에서 진폭의 크기를 증가시키면 압력 파형의 진폭도 증가되는 것을 Fig. 12에서 볼 수 있다. 기존 발표자료의 결과[14]와 같이, Fig. 9

의 횡방향의 표면 거칠기에 의한 유막 압력의 변동이 Fig. 12의 종방향의 거칠기에 의한 압력 변동보다 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. 이것은 횡방향의 표면 거칠기가 변형되어(flattened) 더 큰 압력 변동을 발생시키기 때문이다. Fig. 11과 Fig. 13에서, 횡방향 거칠기에 의한 유막 두께가 종방향의 유막 두께보다 안정적인 형태로 나타나므로 횡방향의 거칠기가 보다 양호한 EHL특성을 나타내는 것으로 이해된다. Fig. 13의 결과에서 종방향 거칠기의 진폭을 증가시키면 최소 유막 두께는 감소된다. 또, Fig. 12, 13의 결과에서 종방향 표면 거칠기의 진폭이 커지면 발생하는 유막 압력의 진폭도 커져 최소 유막 두께는 감소된다.

횡방향 표면 거칠기의 파형길이 변화에 대한 압력선도를 Fig. 14에 나타내었다. 파형길이가 작아질수록 압력 파형이 크게 발생하는 것을 볼 수 있다. 또, y 좌

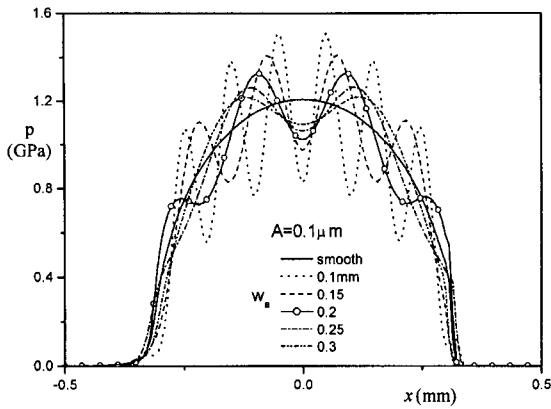


Fig. 14. Effect of wavelength of transverse roughness on pressure profiles in the x-axis.

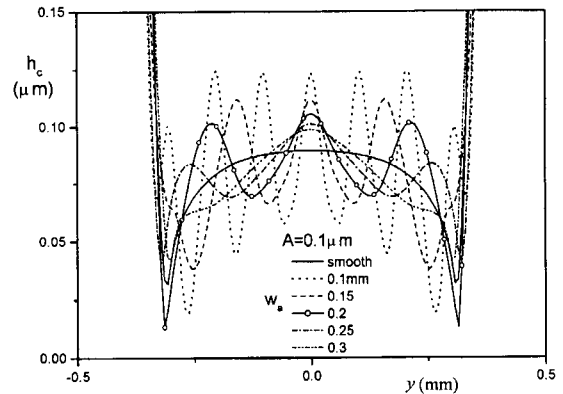


Fig. 16. Effect of wavelength of longitudinal roughness on central film thickness profiles in the y-axis.

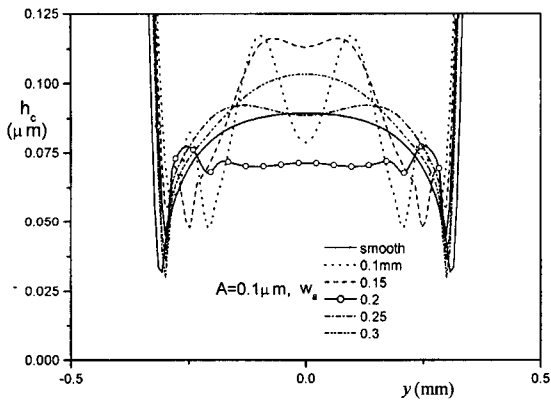


Fig. 15. Effect of wavelength of transverse roughness on central film thickness profiles in the y-axis.

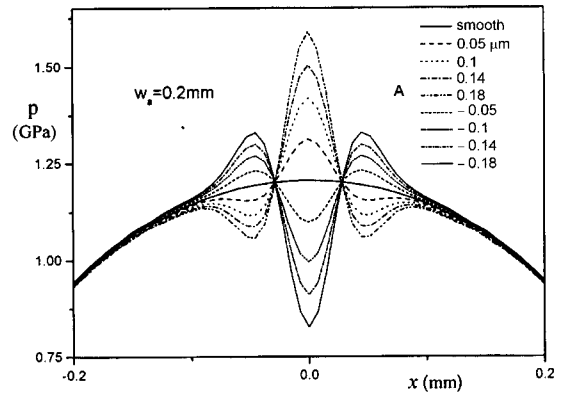


Fig. 17. Effect of amplitude of single irregularity on pressure profiles in the x-axis.

표면에 대한 중심선 유막 두께를 파형길이에 따라 Fig. 15에 도시하였다. 파형길이가 커질수록 중심선 유막 두께가 작아지는 것을 볼 수 있다. 즉, 횡방향 표면 거칠기의 파형길이를 증가시키면 최대 유막 압력은 감소되지만 최소 유막 두께도 작아진다. 또, 종방향 표면 거칠기의 파형길이를 증가시키면 최대 유막 압력은 줄어들어 최소 유막 두께는 증가된다. 하지만 파형길이 $w_s = 0.2 \text{ mm}$ 의 조건에서 상대적으로 작은 최소 유막 두께가 발생되는 것을 Fig. 16에서 볼 수 있다.

접촉점 중심위치에 Fig. 3의 띠 모양 단일 형상 돌기 또는 함몰의 결합이 있는 조건에 대해 micro-EHL 특성을 해석하였다. 돌기 형상을 나타내는 양의 진폭값의 조건($w_s = 0.2 \text{ mm}$, $A = 0.05, 0.1, 0.14, 0.18 \text{ μm}$)에서, 돌기 위치에서는 매끈한 표면에서 발생하는 유막 압력과 비교하여 양의 압력이 발생되지만 그 주변에서

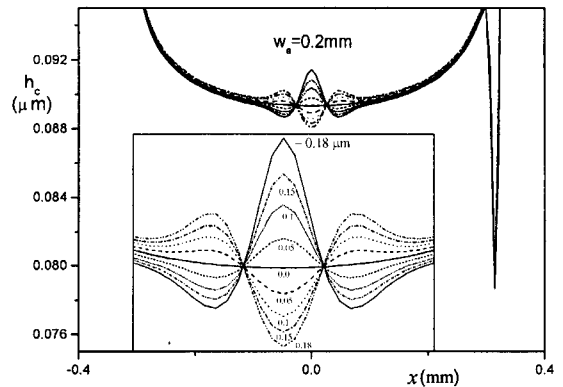


Fig. 18. Effect of amplitude of single irregularity on central film thickness profiles in the x-axis.

는 음의 압력이 발생되는 것을 Fig. 17에서 볼 수 있다. 이와 반대로 함몰 형상을 나타내는 음의 진폭값의

조건($w_a = 0.2 \text{ mm}$, $A = -0.05, -0.1, -0.14, -0.18 \mu\text{m}$)에서, 함몰 위치에서는 매끈한 형상에서 발생하는 압력에 비해 음의 압력이 발생되지만 그 주변에서는 양의 압력이 발생된다. 유막 두께는 압력선도와 반대의 대칭적 형상으로, 함몰 형상의 경우 유막 두께가 증가되는 형상이지만 그 주변에서는 아래로 처지는 형상 즉, 유막 두께가 얇아지게 된다. 돌기 형상의 경우 유막 두께가 감소되는 현상을 나타내지만 그 주변에서는 유막 두께가 두꺼워지는 현상을 나타낸다. 그러므로, 돌기 형상의 진폭 값을 증가시키면 중심위치에서의 유막 압력은 커지므로 유막 두께(h_c)는 얇아진다. 함몰 형상의 진폭 값을 증가시키면 중심위치에서의 유막 압력은 작아지므로 유막 두께는 두꺼워진다. 하지만, 돌기 및 함몰 형상 모두 진폭 크기를 증가시키면 최소 유막 두

께는 두꺼워지는 현상을 나타내었다. 이상과 같이, 최대 하중 조건에서의 정상상태 micro-EHL 해석 결과는 Table 1 에, 최소 Moes 하중 변수 M 값의 조건에서의 해석 결과는 Table 2 에 정리하였다.

4. 결 론

멀티그리드 방법으로 왕복동형 압축기 볼 조인트 접촉의 표면 거칠기를 고려한 micro-EHL 특성을 해석하여 다음의 결론을 구하였다.

(1) 접촉면의 거칠기를 고려하면, 2차원 형태의 압력 파형과 탄성변형의 영향으로 말발굽 형상의 접촉영역 내부에서 유막 압력 및 두께의 변동이 급격하게 발생된다. 또, 표면 거칠기의 경사각도 $\theta = 30^\circ$ 에서 최대

Table 1. Minimum and central film thicknesses and maximum and central pressures versus surface roughness (for maximum load condition : $w = 257.08 \text{ N}$, $u_s = 1.67 \text{ m/s}$, $E' = 2.26 \times 10^{11} \text{ Pa}$, $R_{eq} = 19.089 \text{ mm}$)

Parameter		$h_m (\mu\text{m})$	$h_c (\mu\text{m})$	$p_{max} (\text{GPa})$	$p_c (\text{GPa})$	
Smooth ($A = 0$)		0.026	0.089	1.207	1.207	
Oblique waviness ($A = 0.05 \mu\text{m}$, $w_a = 0.1 \text{ mm}$)	$\theta = 0^\circ$	0.029	0.106	1.326	1.091	
	30°	0.017	0.076	1.419	0.993	
	45°	0.024	0.087	1.398	1.022	
	60°	0.025	0.088	1.386	1.024	
	90°	0.031	0.092	1.355	1.022	
Transverse waviness ($\theta = 90^\circ$)	$w_a = 0.1 \text{ mm}$	$A = 0.04 \mu\text{m}$	0.029	0.092	1.322	1.059
		0.07	0.033	0.088	1.418	0.944
		0.1	0.037	0.079	1.532	0.824
	$A = 0.1 \mu\text{m}$	$w_a = 0.1 \text{ mm}$	0.037	0.079	1.532	0.824
		0.15	0.033	0.113	1.409	0.974
		0.2	0.026	0.072	1.325	1.024
		0.25	0.024	0.089	1.262	1.063
0.3	0.021	0.103	1.218	1.093		
Longitudinal waviness ($\theta = 0^\circ$)	$w_a = 0.1 \text{ mm}$	$A = 0.04 \mu\text{m}$	0.034	0.102	1.298	1.112
		0.07	0.021	0.113	1.384	1.049
		0.1	0.010	0.124	1.477	0.990
	$A = 0.1 \mu\text{m}$	$w_a = 0.1 \text{ mm}$	0.011	0.124	1.477	0.990
		0.15	0.029	0.112	1.382	1.028
		0.2	0.011	0.106	1.315	1.055
		0.25	0.036	0.101	1.260	1.083
0.3	0.034	0.099	1.213	1.099		
Ridge & Dent ($w_a = 0.2 \text{ mm}$)	$A = 0.05 \mu\text{m}$	0.05	0.028	0.089	1.313	1.313
		0.1	0.031	0.089	1.419	1.419
		0.14	0.031	0.088	1.504	1.504
	$A = 0.1 \mu\text{m}$	0.18	0.031	0.088	1.589	1.589
		-0.05	0.024	0.089	1.232	1.101
		-0.1	0.029	0.090	1.269	0.995
		-0.14	0.034	0.091	1.300	0.911
		-0.18	0.036	0.092	1.330	0.827

Table 2. Minimum and central film thicknesses and maximum and central pressures versus surface roughness (for minimum M parameter condition : $w = 91.41$ N, $u_s = 0.923$ m/s, $E' = 2.26 \times 10^{11}$ Pa, $R_{eq} = 19.089$ mm)

Parameter		h_m (μm)	h_c (μm)	p_{max} (GPa)	p_c (GPa)		
Smooth ($A = 0$)		0.089	0.187	0.860	0.860		
Oblique waviness ($A = 0.05 \mu\text{m}$, $w_a = 0.1$ mm)	$\theta = 0^\circ$	0.094	0.214	0.942	0.779		
	30°	0.067	0.206	1.053	0.747		
	45°	0.082	0.174	1.045	0.662		
	60°	0.074	0.209	1.036	0.724		
	90°	0.082	0.174	0.992	0.673		
Transverse waviness ($\theta = 90^\circ$)	$w_a = 0.1$ mm	$A = 0.04 \mu\text{m}$	0.081	0.178	0.962	0.711	
		0.07	0.085	0.166	1.049	0.595	
		0.1	0.090	0.152	1.146	0.477	
	$A = 0.1 \mu\text{m}$	$w_a = 0.1$ mm	0.090	0.152	1.146	0.477	
		0.15	0.084	0.161	1.036	0.623	
		0.2	0.078	0.206	0.956	0.687	
		0.25	0.075	0.202	0.886	0.723	
		0.3	0.074	0.185	0.853	0.737	
	Longitudinal waviness ($\theta = 0^\circ$)	$w_a = 0.1$ mm	$A = 0.04 \mu\text{m}$	0.100	0.208	0.920	0.794
			0.07	0.083	0.225	0.990	0.751
0.1			0.066	0.242	1.071	0.712	
$A = 0.1 \mu\text{m}$		$w_a = 0.1$ mm	0.066	0.242	1.071	0.712	
		0.15	0.066	0.227	0.996	0.719	
		0.2	0.108	0.217	0.937	0.736	
		0.25	0.073	0.211	0.873	0.744	
		0.3	0.067	0.206	0.853	0.753	
Ridge & Dent ($w_a = 0.2$ mm)	$A = 0.05 \mu\text{m}$	0.090	0.186	0.962	0.962		
	0.1	0.094	0.185	1.065	1.065		
	0.14	0.097	0.184	1.147	1.147		
	0.18	0.098	0.183	1.230	1.230		
	-0.05	0.082	0.188	0.880	0.758		
	-0.1	0.084	0.190	0.914	0.658		
	-0.14	0.088	0.192	0.944	0.578		
	-0.18	0.093	0.194	0.973	0.500		

유막 압력이 발생되며, 경사각도가 커질수록 압력 파형은 줄어들고 최소 유막 두께는 증가하였다.

(2) 횡방향의 거칠기 조건에서, 진폭이 커지면 발생되는 유막 압력 및 최소 유막 두께도 미소하게 증가하였다. 또, 종방향 표면 거칠기의 진폭을 증가시키면 유막 압력의 진폭도 커져 최소 유막 두께는 감소된다. 횡방향 거칠기가 종방향보다 압력 파형은 크게 발생되지만, 유막 두께 형태는 안정적이므로 미끄럼 방향과 일치하는 횡방향의 거칠기 형태가 보다 양호한 윤활 특성을 나타내었다.

(3) 횡방향 거칠기의 파형길이를 증가시키면 최대 유막 압력은 감소되지만 최소 유막 두께도 작아진다. 또, 종방향 거칠기의 파형길이를 증가시키면 최대 유막 압력은 감소되므로 최소 유막 두께는 두꺼워진다.

참고문헌

1. Lee, R. T. and Hamrock, B. J., "A Circular Non-Newtonian Fluid Model: Part II-Used in Elastohydrodynamic Lubrication," ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 497-505, 1990.
2. Majumdar, B. C. and Hamrock, B. J., "Effect of Surface Roughness on Elastohydrodynamic Line Contact," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 104, pp. 401-409, 1982.
3. Patir, N. and Cheng, H.S., "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," Transactions of the ASME, Vol. 100, pp. 12-17, 1978.
4. Goglia, P. R., Conry, T. F. and Cusano, C., "The Effects of Surface Irregularities on the Elastohydro-

- dynamic Lubrication of Sliding Line Contacts. Part I -Single Irregularities," ASME Journal of Tribology, Vol. 104, pp. 104-112, 1984.
5. Goglia, P. R., Conry, T. F. and Cusano, C., "The Effects of Surface Irregularities on the Elastohydrodynamic Lubrication of Sliding Line Contacts. Part II -Wavy Surfaces," ASME Journal of Tribology, Vol. 106, pp. 113-119, 1984.
 6. FdM. Barragan de Ling, Evans, H. P. and Snidle, R. W., "Micro-Elastohydrodynamic Lubrication of Circumferentially Finished Rollers: The Influence of Temperature and Roughness," Transactions of the ASME, Vol. 111, pp. 730-736, 1989.
 7. Kweh, C. C., Evans, H. P. and Snidle, R. W., "Micro-Elastohydrodynamic Lubrication of an Elliptical Contact With Transverse and Three-Dimensional Sinusoidal Roughness," Journal of Tribology, Vol. 111, pp.577-584, 1989.
 8. Venner, C. H., Napel, W. E., and Bosma, R., "Advanced Multilevel Solution of the EHL Line Contact Problem," ASME Journal of Tribology, Vol. 112, pp. 426-432, 1990.
 9. Venner, C. H., Napel, W. E., and Bosma, R., "The Influence of Longitudinal and Transverse Roughness on the Elastohydrodynamic Lubrication of Circular Contacts," ASME Journal of Tribology, Vol. 110, pp. 421-426, 1990.
 10. Kweh, C. C., Patching, M. J., Evans, H. P. and Snidle, R. W., "Simulation of Elastohydrodynamic Contacts Between Rough Surfaces," Transactions of the ASME, Vol. 114, pp. 412-419, 1992.
 11. Venner, C. H., Lubrecht, A. A., and Napel, W. E., "Numerical Simulation of the Overrolling of a Surface Feature in an EHL Line Contact," ASME Journal of Tribology, Vol. 113, pp. 777-783, 1991
 12. Venner, C. H. and Lubrecht, A. A., "Numerical Simulation of a Transverse Ridge in a Circular EHL Contact Under Rolling/Sliding," ASME Journal of Tribology, Vol. 116, pp. 751-761, 1994.
 13. Ai, X. and Cheng, H. S., "The Effects of Surface Texture on EHL Point Contacts," ASME Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 59-66, 1996.
 14. Venner, C. H. and Lubrecht, A. A., "Numerical Analysis of the Influence of Waviness on the Film Thickness of a Circular EHL Contact," ASME Journal of Tribology, Vol. 118, pp. 153-161, 1996.
 15. 김태중, "왕복동형 압축기 볼 조인트 접촉의 탄성유체윤활 해석," 한국윤활학회지, 제19권, 제2호, pp. 85-93, 2003.