

거친 표면의 돌기 방향성에 따른 EHL 해석

김태완[†] · 조용주^{**}

부경대학교 기계공학부, *부산대학교 기계공학부

EHL Analysis for Rough Surface with Directional Roughness

Tae-Wan Kim[†] and Yong-Joo Cho^{**}

**School of Mechanical Engineering, Pukyong National University,*

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

(Received June 20, 2009; Revised August 10, 2009; Accepted August 20, 2009)

Abstract – This paper presents EHL analysis for rough surfaces with directional roughness. Three different types of surfaces with pure longitudinal roughness, pure transversal roughness and isotropic roughness are generated. For the surfaces with longitudinal and transversal roughness, two cases are analyzed; one is a case of asperity peak on a spherical contact center, the other one is of valley on a spherical contact center. As a results, the surface with pure transversal roughness gives higher pressure and smaller minimum film thickness than the surface with pure longitudinal roughness, and the surface with isotropic roughness has similar EHL behavior with the surface with pure transversal roughness.

Keywords – EHL analysis(탄성 유체 윤활), longitudinal roughness(종방향 거칠기), transversal roughness(횡방향 거칠기), isotropic roughness(등방성 거칠기)

1. 서 론

탄성유체윤활(Elasto-hydrodynamic Lubrication; EHL) 이론은 엔진 실린더, 베어링, 기어 치면 등의 접촉부 수명 개선을 위한 해법으로 널리 이용되고 있다. 그러나 EHL 이론은 수 μm 에서 nm 단위의 유막 구성에 근거를 두므로 알고리즘의 수렴성과 더불어 표면의 미시적 형상에 따라 결과의 신뢰도가 크게 좌우된다. 돌기의 접촉에 의한 국부 압력의 상승은 피로 수명에 영향을 미치며 접촉에 의한 피팅과 스커핑도 유발할 수 있다.

그동안 표면 거칠기가 윤활영역내의 압력 및 유막두께에 관한 연구는 많이 진행되어 왔다[1,2]. Patir & Cheng[3]은 표면거칠기가 유동에 미치는 영향관계를 계산하여 flow factor라고 명명했으며, 이로부터 거칠기의 영향을 고려한 평균 레이놀즈 방정식을 소개했다. Kim

& Cho[4]는 돌기의 탄성 변형을 고려하여 flow factor를 구했다. 그러나 flow factor method의 한계는 평균화된 압력의 산출로 인한 국부 압력의 배제에 있으며, 이로 인해 표면 아래 응력 분포가 달라짐과 동시에 피로 수명의 예측 결과도 달라지게 된다.

표면 거칠기 형상에 의해 생성되는 윤활 영역내의 랜덤한 유막 분포에 대한 유막 압력의 계산을 간접적으로 시도하려는 노력이 있었는데, 이를 Micro-EHL로 분류된다. 이 연구분야의 주 관심은 국부적으로 발생하는 얇은 유막에서의 높은 압력이 주변 형상에 미치는 영향을 파악하는데 있다. Venner & Napel[5]은 측정된 표면형상을 정상상태에서 고하중 조건의 선접촉 문제에 적용시켰고, Venner & Lubrecht[6]는 선접촉 과도문제에 적용시켰다. Zhu & Ai[7]는 3차원 측정 표면을 이용하여 점접촉 문제를 수행했다. 그러나, Micro-EHL 해석의 경우 많은 연구 성과에도 불구하고 돌기간의 직접적인 접촉을 고려하지 못한 한계를 가진다. 돌기의 접촉에 의한 국부 압력의 상승은 피로 수명에 영향을 미

[†]주저자 : tw0826@pknu.ac.kr

^{**}책임저자 : yjcho@pnu.ac.kr

치며 접촉에 의한 피팅과 스커핑도 유발한다. EHL 해석시 돌기의 영향을 밝히기 위해서는 혼합윤활 영역에 대한 Partial-EHL 해석이 필요하다. Partial-EHL 해석의 가장 큰 특징은 하중 분배가 유막과 돌기에 의해 이루어지는 것이다. 유체에 의해 분리된 두 표면간의 유막 두께 및 압력을 구할 수 있을 뿐만 아니라, 돌기에 의해 접촉이 일어나는 국부적인 유막 파괴 현상을 구현할 수 있다. 그러나 수렴이 어려운 EHL 해석에 돌기 접촉이라는 유체 불연속점이 존재하므로 알고리즘 구성이 난해하고 수렴성이 떨어지는 단점이 있다.

본 연구에서는 구름 방향에 대하여 표면거칠기가 순수 종방향(Pure longitudinal direction) 거칠기, 순수 횡방향(Pure transversal direction) 거칠기, 등방성(Isotropic) 거칠기를 갖는 표면들에 대해서 탄성유체윤활해석을 수행하였다. 이를 위해 PEHL 알고리즘을 구성하였고 세 가지 접촉 표면 형상에 대해 PEHL 해석을 실시하여 유막 발달에 유리한 표면 형상을 확인하였다.

2. 탄성유체윤활해석

2-1. 유막두께식

두 탄성체의 접촉을 상당표면과 강체의 접촉으로 등가시켰을 때 유막 두께식은 다음과 같다.

$$h(x,y) = -\delta + f(x,y) + r(x,y) + d(x,y) \quad (1)$$

여기서, h 는 주어진 하중에 대한 두 표면의 상대접근거리, f 는 매끄러운 형상, δ 는 유효 강체 변위, r 은 표면거칠기 성분이며, d 는 압력에 의한 표면의 탄성변위이다.

2-2. 하중관계식

가해진 하중과 분포 압력은 아래의 관계식을 만족해야 한다.

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

여기서 P 는 전체 해석 영역(Ω)에 대한 압력이며 접촉이 일어나지 않을 경우 유막 압력으로, 접촉이 일어났을 경우 유막 압력과 접촉 변위로부터 유발되는 압력의 합으로 표현된다.

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

2-3. 탄성 변위식

이산화된 균일한 사각조각 표면에 작용하는 균일한 수직 분포하중에 의한 변위는 Love의 변위해[8]로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$d(x,y) = \sum_{x'=1}^m \sum_{y'=1}^n F_{i,j,x,y} P_{x',y'} \quad (4)$$

$$i = 1, 2, \dots, m \quad j = 1, 2, \dots, n$$

여기서 F 는 영향함수(influence function)를 나타낸다.

2-4. 레이놀즈 지배방정식

x 방향으로 윤활유가 유입될 때 윤활 접합면 내의 모든 노드에 대한 레이놀즈 지배방정식은 다음과 같으며 이로부터 유막 압력을 구할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial P_f}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial P_f}{\partial y} \right) = K \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (5)$$

$$h(x,y) > 0$$

윤활 접합면에 대한 경계 조건은 레이놀즈 경계조건을 적용한다.

$$\begin{aligned} P_f(x,y) &= 0 & \text{at } x_{in} \\ P_f(x,y) &= 0 \text{ and } \frac{\partial P_f(x,y)}{\partial x} = 0 & \text{at } x_{in} \end{aligned}$$

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 nm의 ϵ 값으로 대체함으로써 수치해석상의 특이점을 피했다.

윤활유의 점성과 밀도에 대해 Roelands의 점도-압력 관계식[9], Dowson & Higginson의 밀도-압력 관계식 [10]을 각각 적용했다.

2-5. 수치해석절차

본 연구에서는 돌기가 접촉한 정상상태 문제에 대해 해석했다. 매끄러운 표면에 대한 압력과 유막을 거친 표면의 해석에 초기치로 대입한다. 만약 돌기가 접촉하

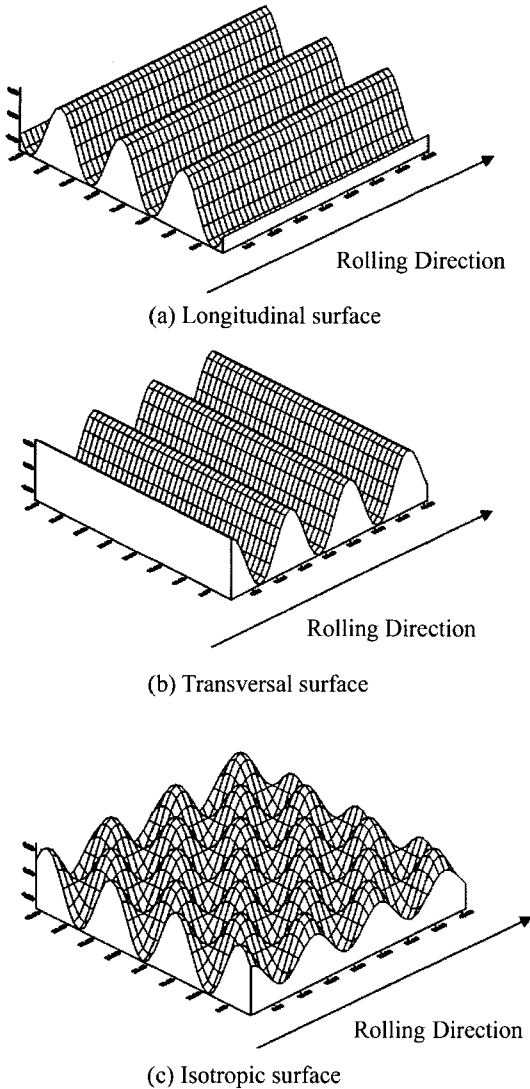


Fig. 1. Surface shape for cylindrical contact.

지 않을 경우 micro-EHL 문제로 간주되지만, 돌기 접촉이 발생할 경우 탄성변위식으로부터 접촉량에 대한 압력을 구하고 접촉량에 대한 하중을 유막 하중으로부터 빼주면 된다. 돌기 접촉에 따른 하중의 분배는 유막의 변화를 유발하므로 반복적인 연산이 필요하다.

반복 연산은 레이놀즈 식의 적분상수로 나타나는 유막 상수의 수렴, 돌기와 유체에 대한 하중 분배량의 수렴, 그리고 두 조건에 대한 압력 형상의 수렴으로 진행된다. 이에 대한 해석절차는 다음과 같다. 수치 해석 기법은 다음과 같다. 레이놀즈 방정식을 중앙 차분법으로 이산화했으며, 비선형 방정식의 수치 해석에 있

Table 1. Analysis condition

Viscosity of Lubricant	44.30×10^{-3} [Ns/m ²]
Density of Lubricant	817.9 [Kg/m ³]
Viscosity Index	0.41
Pressure-Viscosity Factor	22.0×10^{-9} [m ² /N]
Maximum Vertical Load	100 [N]
Relative Velocity	0.5 [m/s]
Elastic Modulus & Poisson's ratio	210 GPa & 0.3

어서 수렴성이 높은 뉴턴-랩슨법을 적용했다. 생성된 Jacobian Matrix는 가우스 소거법을 이용하여 계산했다. 접촉부 해석 및 탄성 변위의 계산은 탄성 변위식을 이용한 접촉 해석 기법으로 풀었고, 수렴성이 높고 계산 속도가 빠른 SOR법으로 수치 해석을 수행하였다.

3. 해석 결과

거칠기를 갖는 구와 평판에 대한 EHL해석을수행하였으며 사용된 거칠기의 표면형상을 Fig. 1에 나타내었는데, Amplitude가 0.5 mm로 동일한 순수 종방향 (Pure longitudinal direction) 거칠기, 순수 횡방향 (Pure transversal direction) 거칠기, 등방성 (Isotropic) 거칠기를 갖는 표면들을 수치적으로 생성하여 사용하였다. 해석에 사용된 관련 파라미터는 Table 1과 같으며, 윤활유는 광유이다.

방향성을 가진 표면은 2가지 경우에 대해 해석을 수행하였는데, 표면 돌기 피크(asperity peak) 부분이 구 접촉의 중심에 오는 경우와 돌기 골(asperity valley) 부분이 구접촉의 중심에 오는 경우로 나누어 해석하였다. Fig. 2는 순수 종방향 표면과 순수 횡방향 표면에 대해 표면 돌기 피크부분이 구접촉의 중심에 오는 경우의 탄성유체해석 결과를 나타낸 것이다. Fig. 3(a)의 3차원 압력 형상을 살펴보면 표면 거칠기의 방향성에 따라 유체압력의 형태가 결정됨을 확인할 수 있다. 또한 2차원 압력 형상 및 유막두께 형상에서 순수 종방향 표면의 경우는 거칠기가 없는 구 접촉시 발생하는 압력 및 유막 형상과 상당히 유사하게 나타나지만 순수 횡방향 표면의 경우는 구름 방향에 따른 압력 및 유막의 형태가 급격히 변화하고 있는 것을 확인할 수 있다. 순수 횡방향 표면의 경우가 최대 압력이 0.64 GPa로서 순수 종방향 표면의 0.56 GPa보다 약 15%정도의 높은 유체압력을 나타내었고 최소 유막 두께는 순수 종방향 표면이 약 147 nm, 순수 횡방향 표

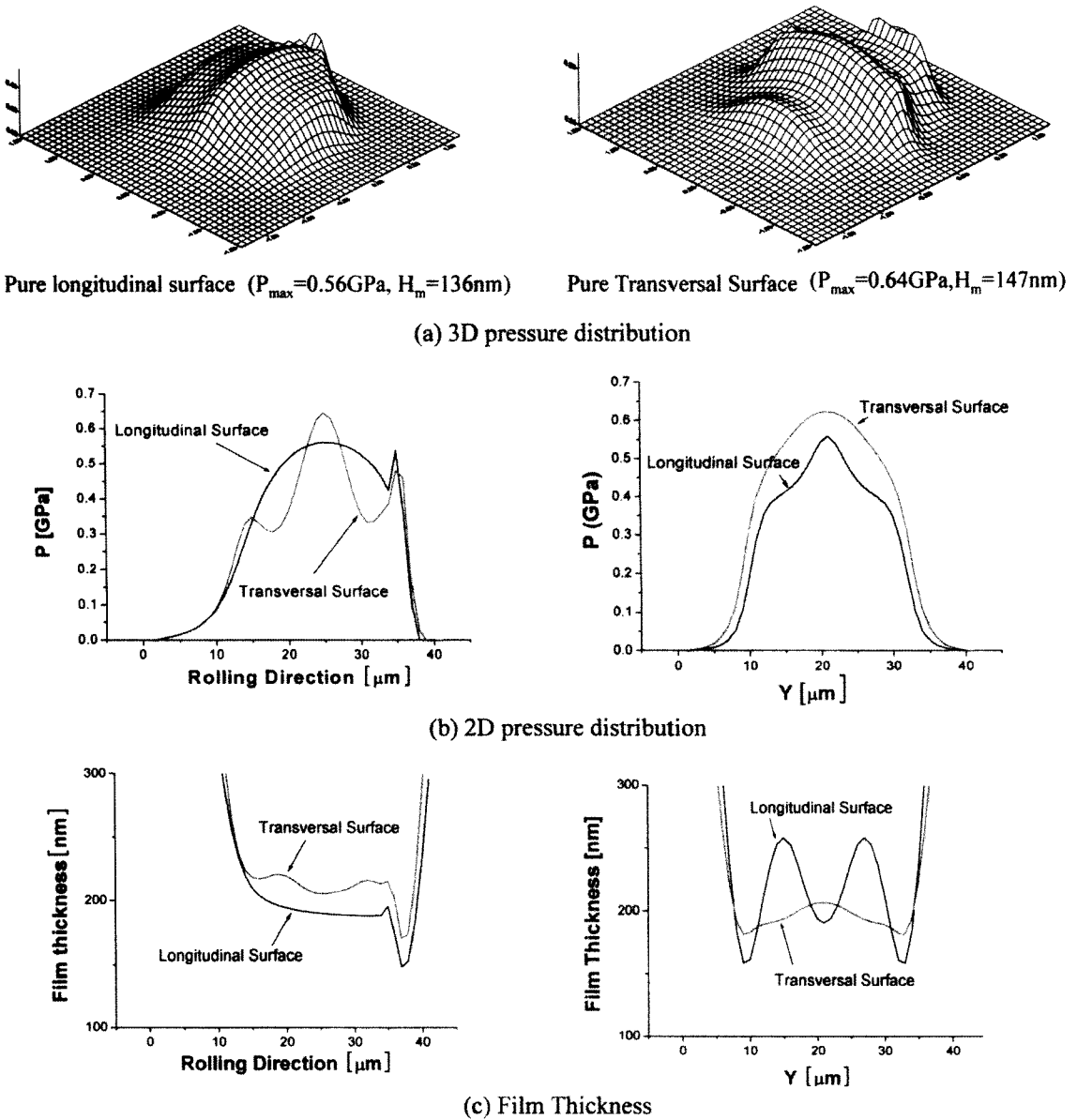
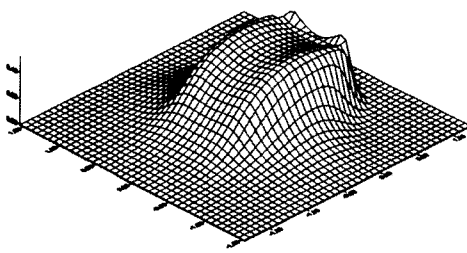


Fig. 2. Results of longitudinal and transversal surfaces for asperity peak on contact center.

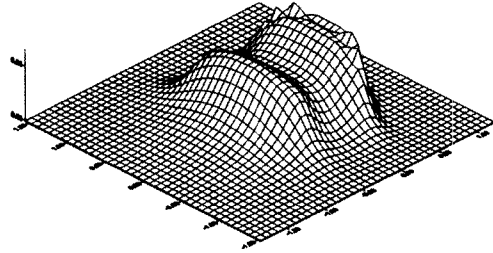
면이 약 136 nm로 순수 횡방향 표면 보다 큰 유막 두께를 가짐을 확인할 수 있었다. 따라서 접촉 피로 파손 측면에서는 종방향 표면이 낮은 압력을 보이므로 횡방향 표면보다 유리할 것으로 생각될 수 있으나 돌기의 직접적인 접촉에 의한 소착 파손 측면에서는 횡방향 표면이 종방향 표면이 더 큰 최소 유막 두께를 가지므로 보다 긍정적인 효과를 가질 수 있다. 이는 기계요소소의 표면 다듬질 공정시 다듬질 방향에 따라

접촉 성능에 영향을 미칠 수 있음을 의미한다.

Fig. 3은 순수 종방향 표면과 순수 횡방향 표면에 대해 표면 골부분이 구점촉의 중심에 오는 경우의 탄성 유체해석 결과를 나타낸 것이다. 전체적인 해석 결과는 Fig. 2의 표면 돌기 피크부분이 구중심에 오는 경우와 거의 유사하게 순수 횡방향 표면이 순수 종방향 표면 보다 높은 압력과 큰 최소 유막 두께를 나타냈고 두 표면간 압력 및 최소 유막 두께 차이 역시 Fig. 2의

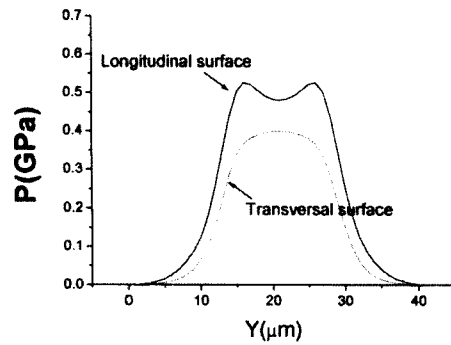
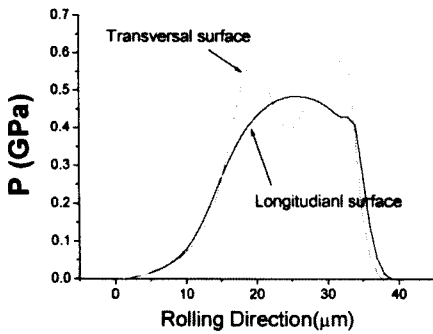


Pure longitudinal surface ($P_{max}=0.53\text{GPa}$, $H_m=127\text{nm}$)

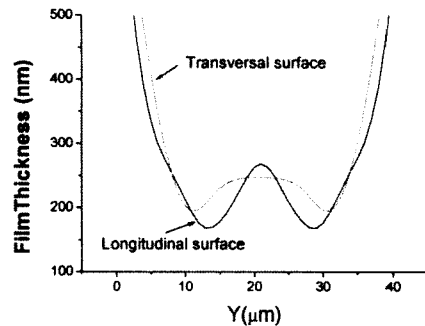
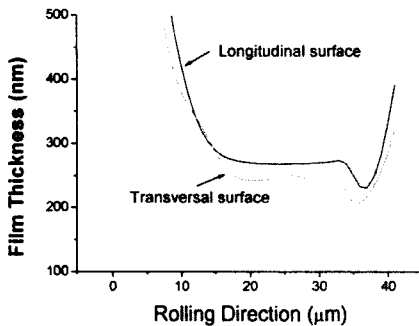


Pure Transversal Surface ($P_{max}=0.65\text{GPa}$, $H_m=138\text{nm}$)

(a) 3D pressure distribution



(b) 2D pressure distribution



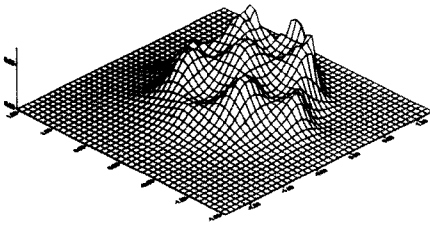
(c) Film Thickness

Fig. 3. Results of longitudinal and transversal surfaces for valley on contact center.

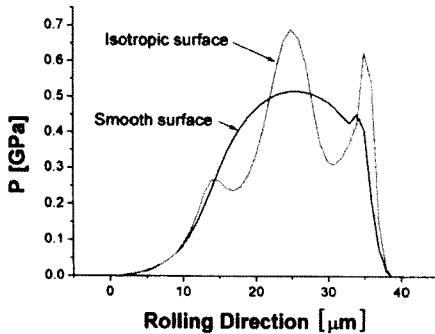
결과와 거의 유사함을 확인 할 수 있었다. 따라서 순수 종방향/횡방향 두 표면의 해석시 접촉 중심에 돌기가 존재하느냐 존재하지 않느냐의 여부는 상대평가 측면에서는 크게 중요하지 않은 것으로 사료된다.

Fig. 4는 등방성 표면의 해석결과를 도시한 것인데, 발생 압력이 0.7 GPa로 매끄러운 표면의 0.5 GPa에 비해 매우 큼을 알 수 있고 최소유막두께도 상당히 감소함을 확인할 수 있다. 또한 등방성 표면의 발생 압

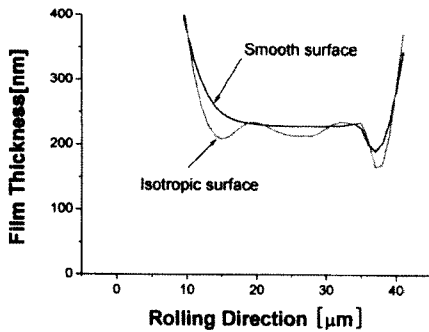
력의 형상은 전형적인 구접촉시 발생하는 압력의 형상과는 매우 다른 랜덤한 형태의 압력 분포를 나타냄을 알 수 있다. 아울러 등방성 표면의 해석결과는 순수 종방향 표면 보다는 순수 횡방향 표면에 가까운 결과가 나타남을 알 수 있다. 그러나 이상의 결과들은 낮은 하중에서의 단편적인 상대비교 결과이며 적용하중이나 유체 속도, 돌기의 amplitude, 그리고 돌기의 방향비 등에 대한 고찰이 향후 필요할 것으로 사료된다.



(a) 3D pressure distribution ($P_{max}=0.7\text{GPa}, H_m=146\text{nm}$)



(b) 2D pressure distribution



(c) Film Thickness

Fig. 4. Result for isotropic surface.

4. 결 론

본 연구에서는 종방향 표면과 횡방향 표면, 그리고 등방성표면에 대한 탄성유체해석을 수행하였다. 해석 결과, 구접촉 중심에 돌기가 위치한 경우와 골이 위치한 경우 모두 순수 종방향 표면의 경우가 유체압력이 높고 최소 유막 두께가 더 크게 나타남을 확인할 수 있었다. 따라서 접촉 피로파손 측면에서는 종방향 거칠기 표면이 낮은 압력을 보이므로 횡방향 거칠기 표

면보다 유리할 것으로 생각될 수 있으며 반면 돌기의 직접적인 접촉에 의한 소착 파손 측면에서는 횡방향 거칠기 표면이 종방향 거칠기 표면이 더 큰 최소 유막 두께를 가지므로 보다 긍정적인 효과를 가질 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2008학년도 부경대학교의 지원을 받아 수행된 연구임 (PKS-2008-007)

참고문헌

1. Chang, L., "A Deterministic Model for Line Contact Partial Elasto-hydrodynamic Lubrication", *Tribol. Int.*, Vol. 28, No. 2, pp.75-84, 1995.
2. Lubrecht, A.A., Ten Napel, W.E. and Bosma, R., "The Influence of Longitudinal and Transverse Roughness on the Elastohydrodynamic Lubrication of Circular Contacts", *Journal of Tribology ASME*, Vol. 110, pp. 421-426, 1988.
3. Patir, N. Cheng, H. S. "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial hydrodynamic Lubrication", *ASME, J. Lubri. Tech.*, Vol. 100, pp. 12-17, 1978.
4. T. W. Kim and Y. J. Cho, "The Flow Factors Considering the Elastic Deformation for the Rough Surface with a Non-Gaussian Height Distribution", *Tribology Transactions*, Vol. 51, No. 2, pp. 213-220, 2008.
5. C. H. Venner W. E. ten Napel "Surface Roughness effects in an EHL Line Contact", *ASME, J. Tribol.*, Vol. 114, No. 4, pp. 616-622, 1992.
6. Venner, C.H. and Lubrecht, A. A., "Transient Analysis of Surface Features in an EHL Line Contact in the Case of Sliding", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 116, pp.186-193, 1994.
7. Zhu, D. and Ai, X., "Point Contact EHL Based on Optically Measured Three-Dimensional Rough Surfaces", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 119, No. 3, pp. 375-384, 1997.
8. Love A. E. H., "Stress Produced in a Semi-Infinite Solid by Pressure on Part of the Boundary", *Phil. Trans. Royal Society*, A228, pp. 377-420, 1929.
9. Roelands, C. J. A., "Correlational Aspects of the Viscosity-temperature-pressure Relationship of Lubricating Oils, Druk, V.R.B., Groinen, Netherland, 1966.
10. Dowson, D. and Higginson, G.R., "Elastohydrodynamic Lubrication," Perga-mon, Oxford, 1966.