

자동차용 휠 베어링의 부분탄성유체윤활 해석

김동원[†] · 이상돈 · 조용주^{*‡}

부산대학교 정밀기계공학과, *부산대학교 기계공학부

Partial-EHL Analysis of Wheel Bearing for a Vehicle

Dong-Won Kim[†], Sang-Don Lee and Yong-Joo Cho^{*‡}

Precision and Mechanical Engineering, Pusan National University

*School of Mechanical Engineering, Pusan National University

Abstract – Most machine element, such as gears and bearings, are operated in the mixed lubrication region. Contact between two asperities has an effect on machine life by increasing local pressure. To estimate fatigue life exactly, asperity contact should be considered as a factor of fatigue life because this happening produce friction, abrasion and make flash temperature. In this paper, asperity contact is considered as a result of film breakdown when lubricant pressure is not enough to separate two asperities. Contact pressure is calculated to asperity overlap region and added to lubricant pressure. For this model, numerical procedure is introduced and the result on surface roughness and velocity for wheel bearing is presented. Results of EHL analysis for wheel bearing show that asperity contact is occurred at the edge of EHL conjunction where has a insufficient lubricant pressure to separate two surface.

Key words – ball bearing, rough surface, partial EHL.

1. 서 론

지난 수 십 년간 표면거칠기의 영향을 고려한 EHL 문제의 해법은 다양한 방법과 개념적 접근으로부터 이루어져왔다. Patir & Cheng[1]은 표면거칠기가 유동에 미치는 영향관계를 계산하여 flow factor라고 명명했으며, 이로부터 거칠기의 영향을 고려한 평균 레이놀즈 방정식을 소개했다. 최성식[2]은 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.

최근의 컴퓨터 성능의 발전은 표면 거칠기 형상에 의해 생성되는 윤활 접합 영역내의 랜덤한 유막 분포에

대한 유막 압력의 계산을 가능하게 했다. Micro-EHL로 분류되는 이 연구분야의 주 관심은 국부적으로 발생하는 얇은 유막에서의 높은 압력이 주변 형상에 미치는 영향을 파악하는데 있다. Venner & Napel[3]은 측정된 표면형상을 정상상태에서 고하중 조건의 선접촉 문제에 적용시켰고, Venner & Lubrecht[4]는 선접촉 과도문제에 적용시켰다. Zhu & Ai[5]는 3차원 측정 표면을 이용하여 점접촉 문제를 수행했다. Micro-EHL 문제의 해석 변수로는 표면 거칠기의 높이 분포, 돌기의 방향성, 돌기 분포의 주기, 돌기 형상 등의 표면적인 측면과 온도, 과도문제, 윤활유의 점성 거동 조건(뉴턴, 비뉴턴) 등이 있다.

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 미치며 접촉에 의한 피팅과 스키핑도 유발한다. Chang[6]은 이에 대한 지적과 더불어 선접촉 혼합윤활 문제에 대한 해석을 시도했으며 유막

[†]주저자 : ifweryou@pusan.ac.kr

[‡]책임저자 : yjcho@pusan.ac.kr

압력의 부족에 의해 발생하는 돌기 접촉량 만큼 접촉 압력을 부가했다. Jiang, Hua, Cheng, Ai, Lee[7]는 윤활 영역과 돌기 접촉 영역을 구분하여 3차원 점접촉에 대한 혼합윤활 해석을 시도했으며, 돌기 접촉부의 가장자리 압력을 윤활 영역의 경계 조건으로 설정했고, 멀티그리드법과 FFT로 수치해석을 수행했다. 최근, Hu와 Zhu[8]는 돌기 접촉 영역에 대해 레이놀즈 식의 압력 유도항을 0로 설정함으로써 윤활압력과 돌기 접촉 압력을 동시에 구하는 방법을 제시했으나 돌기 접촉부의 압력이 주변에 미치는 영향이 관찰되지 않는다.

본 논문에서는 Chang이 접근했던 개념과 유사하게 3차원 혼합 탄성유체윤활을 해석했다. 즉, 돌기 접촉을 유막 압력의 부족으로 인한 유막 파손의 결과로 인식했다. 유막 압력의 부족으로 인해 발생하는 돌기 접촉량을 탄성변위로 설정하고, 접촉해석을 통해 유막 압력에 접촉 압력을 부가했다. 이에 대한 수치해석 절차를 소개했으며, 자동차용 휠 베어링에 본 알고리즘을 적용하여 윤활 해석한 결과를 제시했다.

2. 혼합 탄성유체윤활 해석

2-1. 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 상대접

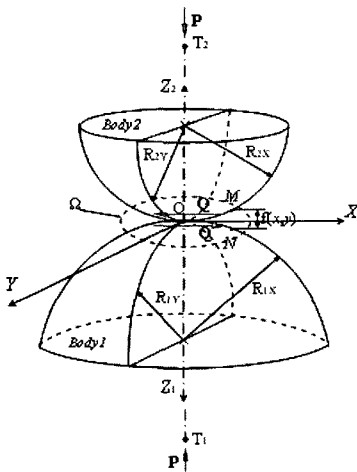


Fig. 1. Contact of two spherical body.

근거리, 2항, 3항은 매끄러운 초기 형상, 4항은 거칠기 표면이며, 5항은 압력에 의한 표면의 탄성변위이다.

2-2. 하중관계식

가해진 하중과 본포 압력은 아래의 관계식을 만족해야 한다.

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

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

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

2-3. 반성 변위식

이산화된 균일한 사각조각 표면에 작용하는 균일한 수직 분포하중에 의한 변위는 Love의 변위해[9]로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서 F는 영향함수(influence function)를 나타낸다.

2-4. 레이놀즈 지배방정식

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

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

윤활 접합면에 대한 경계 조건은 레이놀즈 경계조건을 적용한다.

$$P_f(x,y) = 0 \text{ at } x_m$$

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

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 nm의 ϵ 값으로 대체함으로써 수치해석상의 특이점을 피했다.

윤활유의 점성과 밀도에 대해 Roelands의 점도-압력 관계식[10], Dowson & Higginson의 밀도-압력 관계식[11]을 각각 적용했다.

2.5. 수치해석절차

본 연구에서는 돌기가 접촉한 정상상태 문제에 대해 해석했다. 매끄러운 표면에 대한 EHL압력과 유막을 거친면의 해석에 초기치로 대입한다. 만약 돌기가 접촉하지 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.

- (1) 압력으로부터 변형된 유막 분포를 구한다.

$$h(x,y) = -\delta + \frac{x^2}{2R} + \frac{y^2}{2R} + r(x,y) + \sum_{x=2}^{m-1} \sum_{y=2}^{n-1} F_{i,j,x,y} P^n(x,y) \tag{6}$$

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

여기서 압력 P 는

$$P^{(n)}(x,y) = P_f^{(n-1)}(x,y) + \sum_{k=1}^n P_s^{(k-1)}(x,y) \tag{7}$$

- (2) $h(x,y) < 0$ 인 접촉점에 대해 접촉 해석을 수행하여 접촉압력을 계산한다[12].

$$-h(x_c, y_c) = \sum_{x_c=1}^{m_c} \sum_{y_c=1}^{n_c} F_{i,j,x_c,y_c} P_s^n(x_c, y_c) \tag{8}$$

$$h(x_c, y_c) \subset \Omega_s \tag{8}$$

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

- (3) 유막 압력과 접촉 압력의 합으로부터 유막 형상을 다시 계산한다.

$$P^{(n)}(x,y) = P_f^{(n-1)}(x,y) + \sum_{k=1}^n P_s^{(k-1)}(x,y) + P_s^n(x,y) \tag{9}$$

$$h(x,y) = -\delta + \frac{x^2}{2R} + \frac{y^2}{2R} + r(x,y) + \sum_{x=2}^{m-1} \sum_{y=2}^{n-1} F_{i,j,x,y} P^n(x,y) \tag{10}$$

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

여기서, $\iint_{\Omega} P^{(n)} dx dy$ 은 가해진 하중보다 증가한 상태지만, 이 단계의 목적은 접촉 돌기의 변형에 따른 유막 형상을 구현하는데 있으며, 뒤에서 언급되는 하중 분배와 반복 연산을 통해 돌기 접촉량이 더 이상 발생하지 않으면 자연스럽게 하중조건을 만족하게 된다.

- (4) 하중 분배를 수행한다.

($n-1$) 단계에서 분리했던 유막 지지 하중과 돌기 지지 하중의 합으로부터 현 단계의 하중 분배를 실시한다.

$$W^{(n)} = W_f^{(n-1)} + \sum_{k=1}^n W_s^{(k-1)} \tag{11}$$

($n-1$) 단계에서의 유막 지지 하중은 (n) 단계에서의 돌기 지지 하중만큼 감소된다.

$$W_f^{(n)} = W_f^{(n-1)} - W_s^{(n)} \tag{12}$$

이로부터 (n) 단계에서의 하중 분배는 다음과 같이 된다.

$$W^{(n)} = W_f^{(n-1)} + \sum_{k=1}^n W_s^{(k-1)} = W_f^{(n)} + \left(\sum_{k=1}^n W_s^{(k-1)} + W_s^{(k)} \right) \tag{13}$$

(12)식으로부터

$$W^{(n)} = (W_f^{(n-1)} - W_s^{(n)}) + \sum_{k=1}^n W_s^{(k)} \tag{13}$$

단계(4)에서 구한 유막 지지 하중으로부터 전윤활 접합면에 대해 레이놀즈 방정식을 풀어 유막 압력 형상을 다시 구한다.

더 이상의 돌기 접촉량이 발생하지 않을 때까지 (1)-(5)의 과정을 반복한다.

하중 분배량의 수렴과 레이놀즈 식의 적분상수를 포함하는 δ 의 수렴, 가해진 하중에 대한 압력 형상의 수렴으로부터 반복 계산을 끝낸다.

3. 해석결과 및 고찰

3-1. 알고리즘의 검증

등가 구의 직경 9.5 mm, 상당탄성계수 225 GPa을

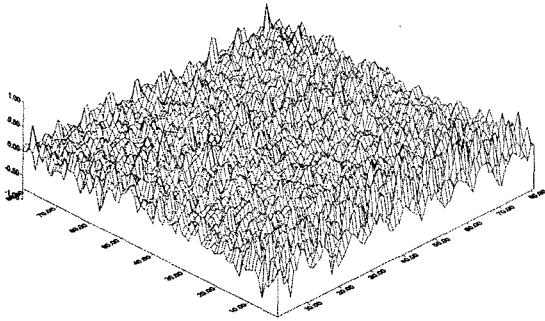


Fig. 2. A 3-d plot of grinded rough surface, $ra=0.13$ μm , $rms=0.17$ μm , $min=0.78$ μm , $max=0.83$ μm .

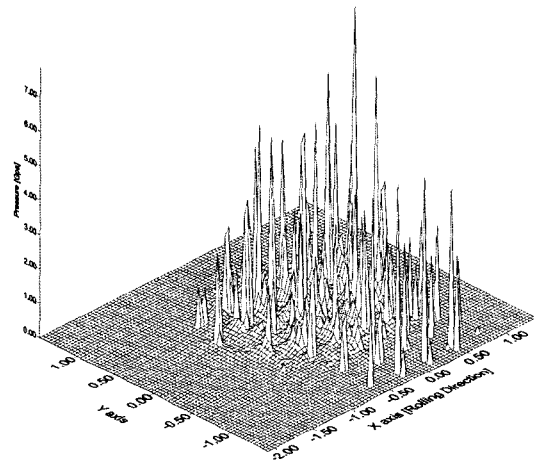


Fig. 3. Pressure distribution for partial EHL.

해석 모델로 설정했다. 윤활제는 41 cP의 점도를 갖는 광유로써 밀도는 861.6 Kg/m^3 , 점도 압력 계수는 22 GPa^{-1} 이다. 무차원 점도-압력지수는 0.4를 사용하였다.

Fig. 2는 해석에 사용된 표면으로써 $Ra=0.13 \mu\text{m}$, $Rms=0.17 \mu\text{m}$ 이다. Fig. 3은 본 알고리즘에 기인하여 계산된 유막 압력을 나타내고 있다. 윤활 접합면 내부에서 관찰되는 압력 스파이크들은 접촉 돌기의 탄성 변형에 의한 것으로써 부족한 유막 압력에 돌기 접촉 압력이 추가된 것이다. 윤활 접합면 외부의 경우 돌기 접촉에 의해 국부적으로 접촉 압력이 발생했음을 확인할 수 있다. Fig. 3은 변형된 유막 형상을 나타내고 있다.

3-2. 휠 베어링의 부분탄성유체윤활 해석

3-2-1. 휠 베어링 해석 모델

휠 베어링의 접촉면은 다양하지만, 실제로 피로 균

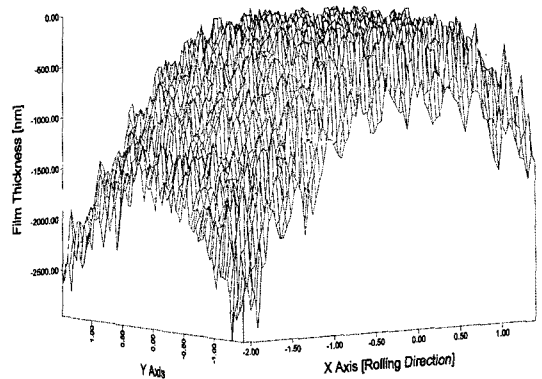


Fig. 4. Film Shape for partial EHL.

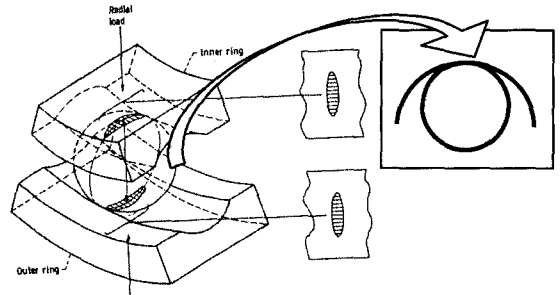


Fig. 5. Contact geometry between ball and raceway.

열이 빈번히 발생하는 영역은 볼과 외륜의 접촉면이므로 이를 해석 대상으로 설정했다.

Fig. 5에서와 같이 볼과 케도륜의 접촉은 conformal 접촉을 이루며, 타원접촉의 접촉형상을 가진다. 따라서 볼과 케도륜의 기하학적 분석을 통해 하나의 상당 표면과 강체 평판의 접촉으로 모델링을 했으며, 타원 접촉형상을 내포하는 상당 구를 생성하여 윤활해석을 수행했다. 재료의 탄성계수는 209 GPa 이며 프와송비는 0.3이다. 볼의 직경은 12.7 mm , 피치원의 직경은 65.0 mm 이며 볼과 외륜의 접합 접촉비(conformity ratio)는 0.52이다. 매프러운 면에 대한 최대 Hertz 압력이 2.0 GPa 이 되도록 일정 하중을 가했다. 해석 변수로써 Shaft의 회전 속도를 3600 rpm , 7200 rpm 으로 설정했다. 표면 거칠기 데이터는 가공단계에 따라 연마 표면 ($Ra=0.089$)과 슈퍼피니싱 표면 ($Ra=0.049$)을 사용하여 비교했다. 윤활제는 광유로써 조건은 3.1절과 같다.

3-2-2. 휠 베어링 해석 결과

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 각각 연마 표면과 슈퍼피니싱 표면이 3600 rpm 의 조건에서 작동할 때 발생하는

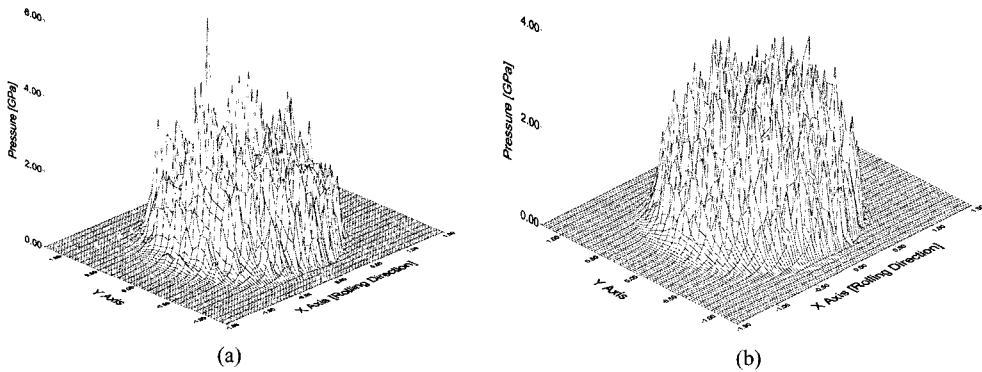


Fig. 6. (a) EHL pressure distribution for grinded surface and (b) EHL pressure distribution for S/F surface.

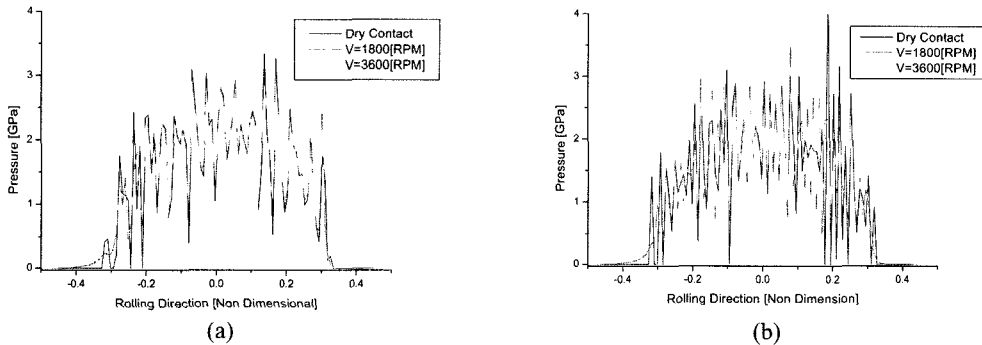


Fig. 7. (a) Comparison with contact pressure and EHL pressure for grinded surface and (b) Comparison with contact pressure and EHL pressure for S/F surface.

압력을 3차원으로 나타낸 것이다. 연마 표면의 최대 압력은 5.4 GPa이고, 슈퍼피니싱 표면의 최대 압력은 3.7 GPa로써 표면 거칠기가 심한 연마 표면의 압력이 더욱 높게 나타난다.

Fig. 7은 Y축의 중심에서 구름 방향으로의 압력 분포를 추출한 것이다. 그림에서 무윤활 상태에서의 접촉 압력에 비해 윤활을 했을 경우 최대 압력이 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 이것은 무윤활 상태시 돌기에만 집중된 접촉 압력이 윤활유에 의해 돌기 사이의 골에 분배되기 때문이다. 이러한 하중 분배 효과는 Shaft의 속도가 증가할수록 더욱 확연히 나타난다. 압력섭동은 슈퍼피니싱 표면이 연마표면에 비해 더욱 심하게 나타난다.

이것은 표면의 선삭 및 연마 가공 후 가공 방향에 수직하게 슈퍼피니싱 가공을 했기 때문에 미세 돌기들이 많이 생성되었기 때문이다. 이 경우 단순히 접촉 해석만을 할 경우 미세 돌기의 영향에 의해 접촉부와 비접촉부의 구별이 심해지고 압력 섭동이 커지게 된

다. 그러나 윤활 해석을 할 경우 미세 돌기 사이에서 유막 압력이 발달하므로 극단적인 압력 섭동이 완화된 압력 분포를 얻을 수 있다.

Fig. 8은 Y축의 중심에서 구름 방향으로의 유막 형상을 추출한 것이다. 윤활 접합면 내부의 경우 높은 유막 압력의 발달로 인해 돌기 접촉을 유발하지 않을 만큼 충분한 유막이 형성되었으며, 속도가 높을 수록 췌기 효과로 인해 유막이 더욱 높게 발달함을 확인할 수 있다. Shaft의 회전속도가 3600 rpm인 경우 연마 표면의 최소 유막은 0이며, 슈퍼 피니싱 표면의 최소 유막은 15 nm이다. 연마표면의 접촉은 유막 압력이 부족한 윤활 접합면의 가장자리에서 발생했으며, Fig. 9에서 관찰되는 바와 같이 연마 표면의 방향성에 따라 구름방향으로 평행하게 나타난다.

4. 결 론

본 연구에서는 특별한 경계조건 없이 전 영역에 대

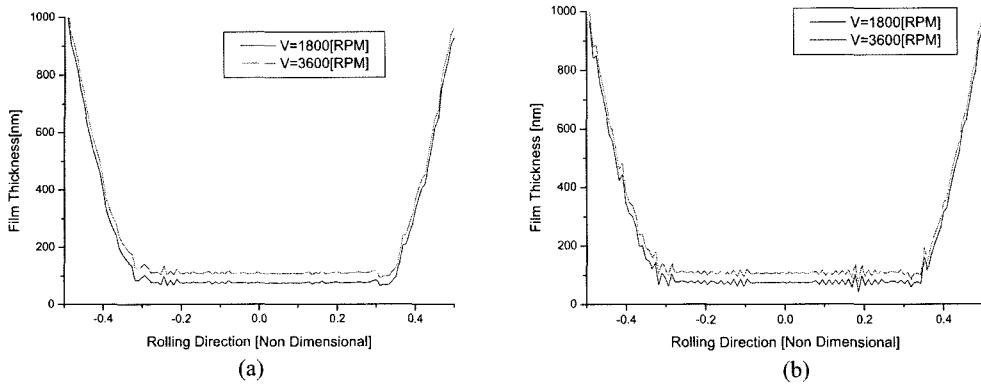


Fig. 8. (a) Film thickness for grinded surface and (b) Film thickness for S/F surface.

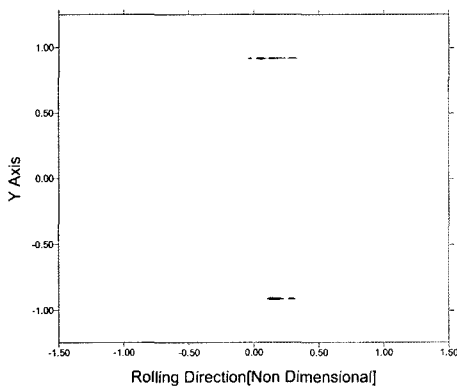


Fig. 9. Contour of asperity contact region.

해 레이놀즈 식을 적용하여 유막 압력을 구했다. 유막 압력의 부족으로 인한 돌기 접촉량에 대해 접촉해석을 수행했고, 이로부터 얻어지는 접촉압력을 유막 압력에 추가하는 과정을 반복 계산하여 유체와 돌기의 하중 분배를 수렴시켰다. 알고리즘 검증을 위해 수행한 해석에서 무윤활 상태의 접촉과 비교해 돌기 접촉률 10%의 조건에서도 안정적인 수렴을 보였다.

본 알고리즘을 적용한 휠 베어링의 부분탄성유체윤활 해석 결과 최대 유막 압력은 표면 거칠기가 높을수록 높게 나타났으며, 작동 속도가 높을수록 돌기 사이의 유체가 지지하는 하중 분담율이 커져 최대 압력이 낮게 나타남을 확인했다. 돌기 접촉은 유막 압력이 부족한 윤활 접합면의 가장자리에서 발생했다. 돌기 접촉량은 형상의 곡률로 인해 미미 하여 표면 아래 응력 분포에 큰 영향을 미치지 못하는 듯하다. 그러나 돌기 접촉에 의한 표면의 마찰, 마멸 및 돌기의 파단으로 인한 2차 마멸, 접촉 돌기의 슬라이딩에 의한 열의 발생 및

전과가 피로에 미치는 영향을 고려한다면 돌기 접촉 여부는 피로 해석의 신뢰도에 기여할 수 있는 중요한 요소가 된다

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업의 연구결과로 수행되었음.

참고 문헌

1. Patir, N. and Cheng, H. S. "An average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial hydrodynamic Lubrication," *ASME J. Lubri. Tech.*, **100**, pp. 12-17, 1978.
2. 최성식, 김태완, 구영필, 조용주, "비정규 높이 분포 표면의 탄성 변형을 고려한 Flow Factor," 한국윤활학회 제37회 추계학술대회, pp.201-209, 2003.
3. C. H. Venner and W. E. ten Napel "Surface Roughness effects in an EHL Line Contact," *ASME J. Tribol.*, **114**(4) 616-622, 1992.
4. 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.
5. Zhu, D. and Ai, X., "Point Contact EHL Based on Optically Measured Three-Dimensional Rough Surfaces," *ASME Journal of Tribology*, **119**(3), pp.375-384, 1997.
6. L. Chang, "A deterministic model for line contact partial elasto-hydrodynamic lubrication," *Triblo. Int.*, **28**(2), pp.75-84, 1995.
7. Jiang, X., Hua, D. Y., Cheng, H. S., Ai, X. and Lee, S. C., "A Mixed Elastohydrodynamic Lubrication

- Model with Asperity Contact,” *ASME Journal of Tribology*, **121**, July, 1999.
8. Hu Yz and Zhu, D. “A full numerical solutioj to the mixed lubrication in point contacts,” *Journal of Tribology*, **122**, pp.1-9, 2000.
 9. 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.
 10. Roelands, C.J.A., “Correlational Aspects of the viscosity-temperature-pressure relationship of lubricating oils, Druk, V.R.B., Groinen, Netherland, 1966.
 11. Dowson, D. and Higginson, G.R., “Elastohydrodynamic Lubrication,” Pergamon, Oxford, 1966.
 12. 김태완, “탄성유체윤활 상태에서의 접촉 피로 수명 예측에 관한 연구,” 부산대학교, 박사학위 논문, 2003.