

축방향 프로파일 형태에 따른 롤러의 탄성유체윤활 연구

장시열* · 김완두* · 김민철**

국민대학교 기계자동차공학부, *한국기계연구원, **한국 GMB (주)

A Study on the Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Contact according to Axial Profiles

Siyoul Jang[†], Wandoo Kim* and Minchul Kim**

School of Mechanical and Automotive Engineering Kookmin Univ.

*KIMM

**Korea GMB Co.

Abstract – The profile of the roller in the axial direction is the main design factor in order to increase endurance life against the contact fatigue due to the stress concentration along the edge of the roller. Even under the elastohydrodynamic lubrication (ehl) conditions, the stress concentration along the edge of the roller greatly worsens the fatigue life both for the roller and contacting body. In this study, roller contacts of finite axial length are studied for the film thickness and pressure of ehl. For the real contact behaviors under the ehl conditions, multigrid and multi-level method is applied so that much higher loading conditions can be investigated. Several axial profiles of roller are investigated to verify how both ehl film and pressure are generated and some of them are recommended for the ehl contact condition.

Key words – EHL(elastohydrodynamic lubrication (탄성유체 윤활), finite length roller contact (유한폭 롤러접촉), film thickness (유막두께), pressure distribution (유막압력), 롤러(roller), axial profile (축방향 프로파일), multigrid and multi level method (다중격자 다중차원법).

1. 서 론

자동차 벨트트레인 시스템의 캠과 종동물의접촉 및 롤러 베어링의 접촉에서 유한 폭 롤러의 접촉은 축 방향으로 긴 띠(band)를 형성하는 접촉 형태를 갖는다(Fig. 1). 유한 폭 롤러의 접촉 변형은 축 방향 접촉 길이에 비해 구름 방향으로의 접촉 길이가 매우 작게 형성되는 접촉 면적을 갖는다. 일반적으로 접촉 폭의 길이 b 와 롤러의 길이 l 비(l/b)는 40 이상의 경우가 대부분이며(Fig. 2) 이 크기가 클수록 유막 압력의 급격한 증가와 이로 인한 유막 두께의 급격한 감소로 인하여 탄성유체윤활의 해석이 어렵게 된다. 또한 이 크기는 롤러의 프로파일(profile) 형태뿐만 아니라 접촉 하

중과 접촉 속도에 따라 민감하게 달라진다. 따라서 유한 폭 롤러 베어링의 탄성유체윤활해석에서는 이러한 설계인자들이 주요한 해석 인자로 수렴성에 크게 영향을 준다.

원형 및 타원형의 점접촉 탄성유체윤활의 경우와 마찬가지로 유한 폭 롤러의 접촉은 운동방향으로 윤활유 유출 부분에서 급격한 유막 감소 및 유막 압력이 증가하는 전형적인 탄성유체윤활 현상의 형태를 갖는다[1,2]. 또한 롤러의 양 끝단에서도 이러한 윤활 현상은 가혹하게 나타나게 되어 기존의 점접촉 탄성유체윤활 해석의 경우보다 매우 어려운 해석 과정을 갖게 된다. 여기서 접촉 길이 대비 접촉 폭의 비(l/b)가 크면 클수록 유막 압력과 접촉 부위의 탄성 변형량을 연계한 유막 압력의 해석상에 어려움이 나타나는데, 특히 롤러의 양 끝단에서 급격한 접촉 두께의 변화가 유한 폭 롤러의

[†]주저자 · 책임저자 : jangs@kookmin.ac.kr

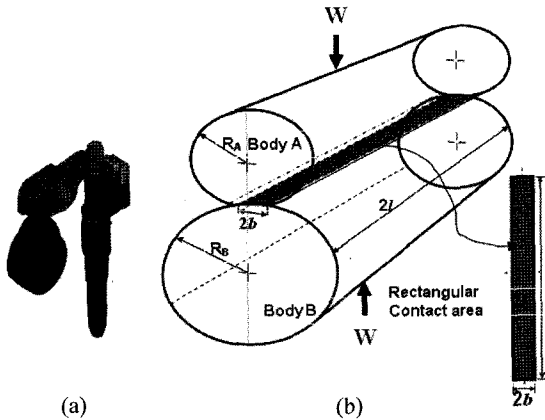


Fig. 1. (a) Roller contacts with cam in the automotive valvetrain system and (b) shape of contact area.

탄성유체 윤활의 급격한 압력 변화를 계산하기 어렵게 한다. 이것은 일반적인 탄성유체윤활 해석에서 나타나는 출구 부분에서의 급격한 압력 변화와 같은 형태로, 유한폭 롤러의 해석의 경우는 출구 및 양 끝단에서도 동시에 나타난다.

2. 롤러의 축방향 프로파일에 따른 단순 일차원 접촉 압력 계산

일반적으로 유한폭 롤러의 탄성유체윤활 해석은 롤

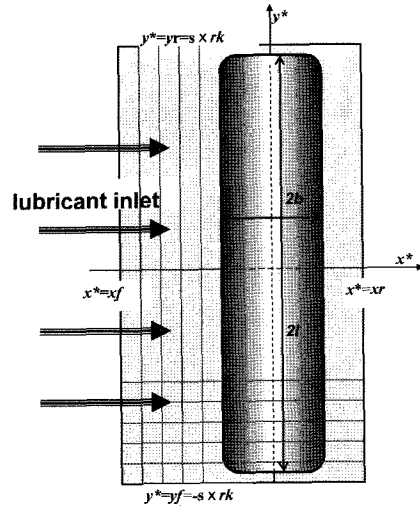


Fig. 2. Lubricant entrainment into the contact gap between roller and cam of finite length and its computational region for elastohydrodynamic lubrication analysis.

러의 운동 방향으로 선접촉 형태의 간단한 계산과정을 이용하여 해석하였다. 롤러의 양 끝단에서 일어나는 접촉과괴를 대처하기 위해 롤러의 축방향 프로파일을 변화시키며 축 방향의 프로파일에 따른 롤러의 접촉 과괴에 대한 규명이 시도되고 있다. 그러나 이러한 접근 방법은 대부분 발생하는 롤러 접촉의 양 끝단에서 응

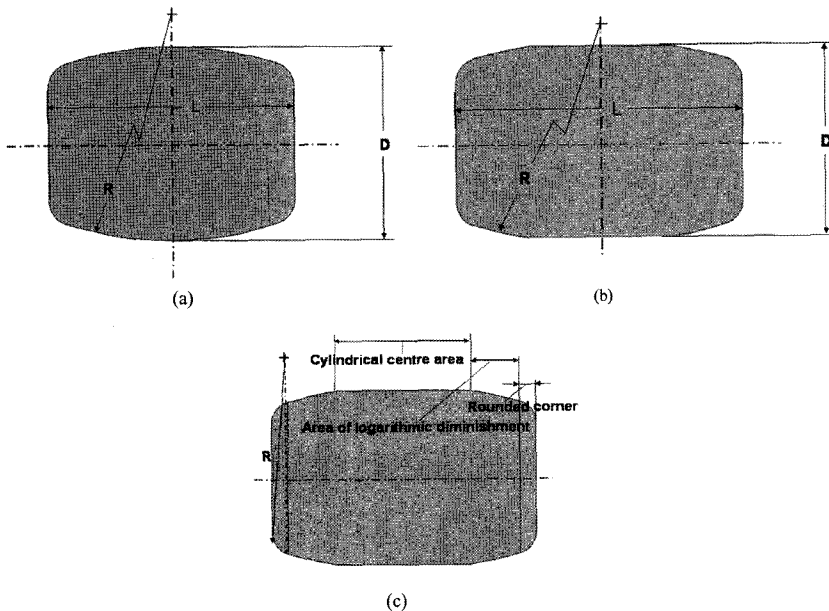


Fig. 3. (a) Fully, (b) partially crowned and (c) log function in axial direction rollers.

력 집중에 의한 피로 파괴 및 마모 현상을 규명할 수 없다. 더구나 윤활유의 유입에 따른 축 방향의 프로파일에 의한 윤활 및 여러 가지 양상의 마모 형태를 설명할 수도 없다. 이러한 이유로 일반적으로 많이 수행되는 단순한 선접촉의 가정에 의한 탄성유체윤활 해석은 의미가 없게 된다. 롤러의 축방향 프로파일의 형태에 따라 윤활유가 개입되지 않은 롤러의 접촉에서 접촉 압력의 분포는 롤러의 양 끝단 부위에 집중한다. 이러한 현상은 롤러의 기하학적 접촉 조건에 따라 탄성유체윤활의 특성에도 크게 영향을 준다. 일반적인 유한폭 롤러의 축 방향 프로파일 형태는 crown type, dub-off 및 로그 프로파일(Figs. 3, 4) 등이 있으며, 작용하중, 접촉 대상물의 기계적 물질 특성, 윤활유 종류, 접촉 속도 등에 따라 접촉 현상이 다르게 발생한다[2].

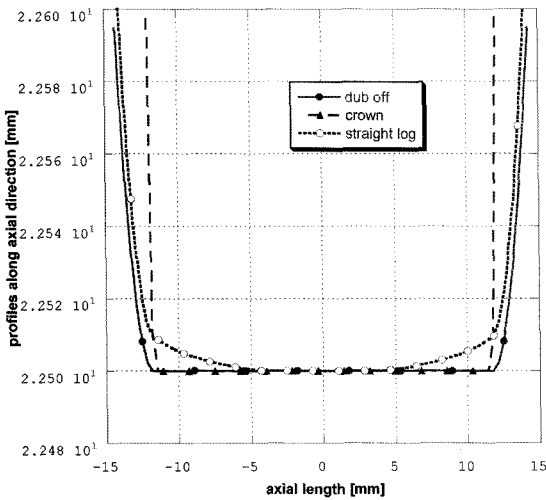


Fig. 4. Axial profiles of finite length roller such as crown, dub-off, log profiles with roller radius 22.5 mm, crown radius 15 mm, and log profile has rounded corner same as crown profile at the edge of roller.

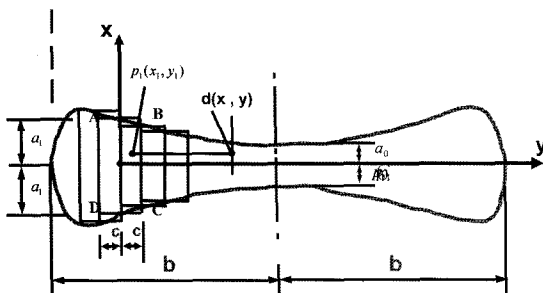


Fig. 5. Foot print pattern of the contact area according to the roller contact[4].

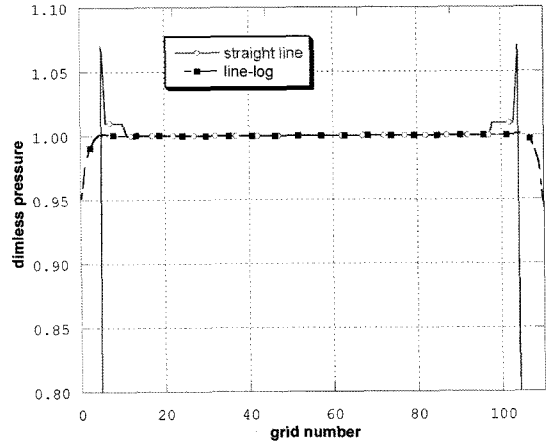


Fig. 6. Dry contact pressure distributions according to the straight and line-log roller profiles of Fig. 4[4].

완전 직선의 프로파일의 경우 롤러 양 끝단에 매우 큰 압력 증가가 일어나 접촉 피의 두께도 이 부분에서 크게 나타나기 때문에(Fig. 5), 상대 접촉부품이나 롤러의 내구성에 커다란 영향을 준다. Fig. 6은 롤러의 축 방향 프로파일이 완전 직선인 경우와 로그 함수의 형태로 변화하는 프로파일에 대한 접촉 압력을 윤활유가 없는 조건의 접촉에서 축 방향 선상에서 비교한 데이터이다[4]. 축 방향 프로파일이 완전 직선인 경우보다 롤러의 양 끝단으로 갈수록 로그 함수의 프로파일을 갖는 경우가 완전한 접촉 압력을 보여 준다. 이것은 접촉 부품의 작동 조건에 맞는 롤러의 축 방향 프로파일의 선택에 따라 접촉 압력을 선택적으로 감소시킬 수 있음을 보여준다.

3. 롤러의 탄성유체윤활 유막두께 및 유막 압력

일반적으로 롤러의 윤활 현상은 Fig. 7에서 나타난 것과 같이 작용 하중의 크기에 따라 롤러의 원주상 일 부분이 상대 접촉면과의 접촉면을 형성시키고, 회전 속도에 따라 접촉 틈새에 유입되는 윤활유의 유량이 결정된다. 또한 이때 윤활유의 특성이 유막 두께 형성에 중요한 영향인자로 작용한다. 탄성유체윤활은 접촉 영역에서 작용 압력이 매우 크게 작용하기 때문에 윤활유의 점도와 밀도는 작용압력에 따라 크게 변하게 된다. 윤활유의 특성중 점도압력의 관계는 Rolends 점도 변화식 (1)을 사용 하였으며, 밀도-압력의 관계식은 Dowson-Higginson 식 (2)을 사용하였다.

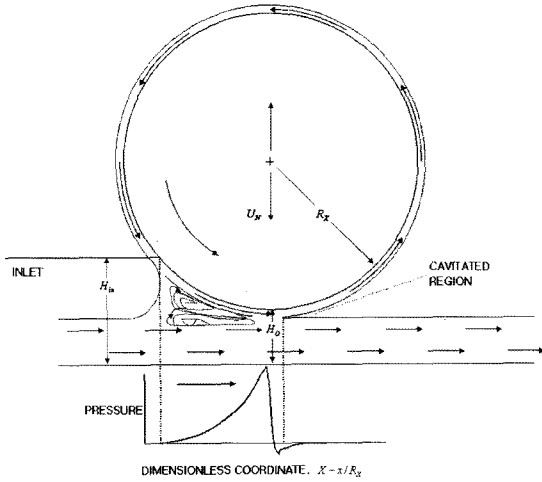


Fig. 7. Lubrication film formation for the roller contact.

$$\eta(p) = \exp[\{ \ln(\eta_0) + 9.67 \} \{ -1 + (1 + 5.1 \times 10^9 p)^2 \}] \quad (1)$$

$$\rho(p) = 1 + \frac{0.58 \times 10^9 p}{1 + 1.6 \times 10^9 p} \quad (2)$$

롤러 접촉의 윤활에서 중요한 현상은 원형 또는 타원형의 점접촉의 경우와 달리 윤활유입 방향의 반대편에 유출만이 형성되는 것뿐만 아니라 롤러 양 끝단에 동시에 윤활유의 유출이 형성 된다. 따라서 롤러의 축 방향 프로파일이 이러한 윤활유 유출에 영향을 주어 접촉면의 내구성에 중요한 영향인자로 작용한다. 롤러 접촉에 탄성유체윤활해석 과정에 대한 일반적 이론식인 레이놀즈 방정식 (3)의 적용과 접촉면의 고하중에 대한 변형량 식 (4)을 고려한 유막 압력과 유막 형성을 계산하여 접촉 하중 조건(식 5) 및 접촉 속도에 따라 탄성유체 윤활 현상을 규명한다[1,3].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) - u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} - v \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

$$h(x,y) = h_0(t) + \frac{x^2}{2R} + \frac{y^2}{2R} + \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p(x',y') dx' dy'}{(x-x')^2 + (y-y')^2} \quad (4)$$

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p(x',y') dx dy - F = 0 \quad (5)$$

유한 폭 롤러의 윤활현상에 대한 해석 방법은 뉴튼랩슨(Newton-Raphson)법 및 직접 해석법(Dowson-Hamrock) 등이 있지만 이들 방법은 작용하중이나 작용 속도 조건에 매우 제한적으로 적용되어 실제 접촉 조

건에는 해석하기 어려운 단점이 있다. 선접촉 및 점접촉의 탄성유체윤활의 경우보다 유한폭의 롤러 접촉의 탄성유체윤활 현상의 해석 조건은 어떤 탄성유체윤활 해석의 경우보다 매우 까다로운 조건이 되고 있다. 일반적으로 탄성유체윤활의 경우 접촉 면의 윤활유 출구 부분에서 형성되는 급격한 압력의 증가 및 유막두께의 감소로 인하여 수렴해의 달성이 어렵다. 유한폭 롤러의 접촉은 유막두께 및 압력이 이러한 급격한 압력 변화 및 유막두께의 감소가 접촉운동 방향의 뿐만 아니라 롤러 양 끝단에도 나타난다. 따라서 일반적인 선접촉 및 점접촉의 형태에 대한 탄성유체윤활 해석의 경우보다 수렴해를 얻기가 매우 어렵다. 또한 이들 해석 방법은 접촉 영역의 격자점 수에 대한 제약이 있어 급격히 압력이 변화하는 접촉 영역에서 윤활유 출구 및 롤러의 양 끝단에서 유막 압력 및 유막두께에 대한 정교한 해석이 불가능하다. 즉, 뉴튼랩슨 방법등의 적용에 의한 유한 폭 롤러의 고하중 및 저속 및 고속 접촉 조건은 수렴의 불안정성에 의해 다양한 접촉 조건의 해석 시도에 제약이 있다.

최근 이러한 해석상의 어려움을 극복하기 위한 방법이 새롭게 개발되었는데 다중차원 다중격자 방법(multi-

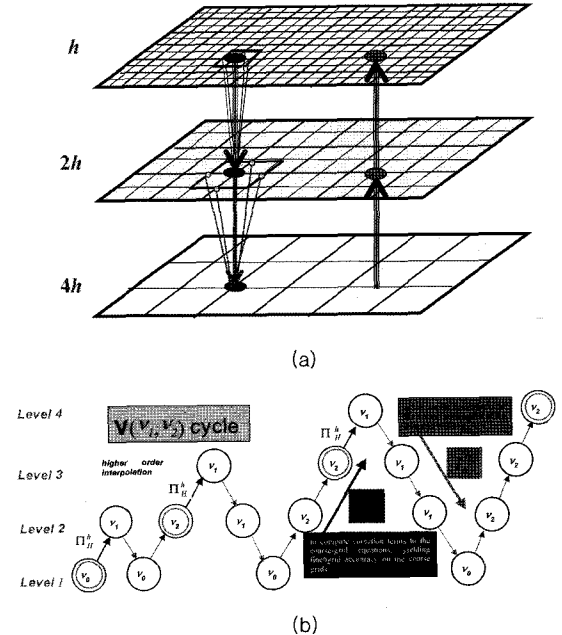


Fig. 8. (a) Grid matches in the multilevel and multigrid method for the pressure computation in the elastohydrodynamic lubrication (b) level transitions to the up and down of V cycle.

level multigrid method)에 의한 윤활 해석 법이 시도되고 있다[6]. 본 연구는 비선형 편미분 방정식에 탁월한 수렴성을 보여주는 다중차원 다중격자법을 이용하여 수렴해를 안정적으로 구했다. 계산영역의 격자 세부 분할을 몇가지 단계로 나누어 생각하며, 가장 세밀한 격자 차원에서 해석상 나타날 수 있는 오차의 크기를 줄여 나가면서 격자크기가 큰 단계에서 계산 속도를 빠르게 하는 방식을 사용하고 있다(Fig. 8). 또한 윤활유의 유출 및 롤러의 양 끝단 부분에서 급격한 압력 변화 및 유막 감소 현상에서 나타나는 수렴성의 어려움이 있는 계산 영역에서는 Jacobi 이완법을 사용하며, 그 이외의 영역에서는 Gauss-Seidel 법을 사용함으로써 수렴 계산의 안정성을 확보한다.

4. 결 과

본 연구의 계산에서 사용한 축방향 프로파일의 종류와 형태에 대한 데이터는 Fig. 9에 나타나 있다. 이들 프로파일의 데이터를 이용하여 접촉 하중과 접촉 속도 등의 변화에 따라 롤러의 탄성유체 윤활 해석을 수행하였다.

해석 상 사용한 변수에 대한 무차원화는 다음과 같이 표시한다.

$$\begin{aligned} x^* &= x/b, & y^* &= y/b, & h^* &= hb/R^2, & p^* &= p/p_n, & \eta^* &= \eta/\eta_0, \\ \rho^* &= \rho/\rho_0 \end{aligned} \quad (6)$$

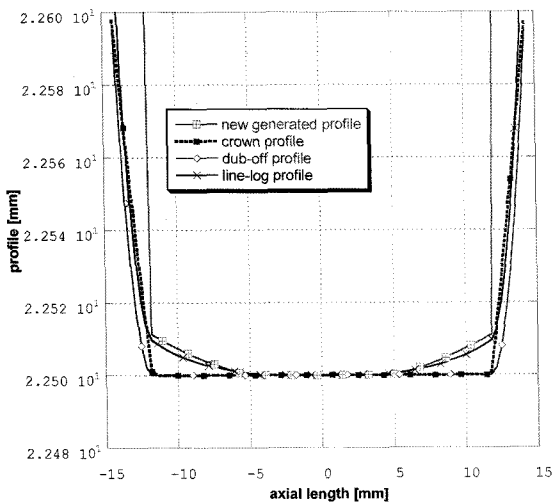


Fig. 9. Roller profiles for the analysis of EHL computation in this work such as crown, dub-off, line-log and generated profile.

접촉 틈새에 윤활유가 존재하는 탄성유체윤활해석에서도 롤러 접촉 양 끝단에 집중된 접촉 압력은 접촉 부품의 변형 형태도 특이하게 나타난다. 롤러 접촉시 축 방향 양 끝단에서의 변형 형태는 굴림 방향으로 접촉 면적이 롤러의 중앙 부위보다 넓은 상태를 보여준다. 그 이유는 이 부분에 접촉압력이 롤러 중앙부 보다 상대적으로 크게 나타나기 때문이다. 이러한 접촉 변형량의 기하학적 형상이 탄성유체윤활 유막 두께의 형성에도 매우 민감하게 영향을 미치고 있으며, 이로 인하여 일반적인 원형 및 타원형태의 탄성유체윤활의 해석 보다 수렴해를 얻기 어려운 조건이 되고 있다.

롤러의 프로파일이 직선으로 양 끝단이 crown 형태를 갖는 경우는 가장 일반적으로 생각 할 수 있는 프로파일이다. 그러나 앞서 언급하고 Figs. 5, 6에서 보여 주듯이 이러한 경우 탄성유체윤활에서도 롤러 양 끝단에 집중하는 접촉 압력으로 인하여 접촉 변형량도 영향을 준다. 더구나 윤활유가 유입되는 탄성유체윤활 접촉의 경우 출구 쪽으로 윤활유가 유출되는 경우와 마찬가지로 양 끝단으로 유출되는 부분에서 집중하중(Fig. 10)으로 인하여 최소 유막두께가 발생하는 현상이 나타난다. (Fig. 11) 그리고 접촉 면적의 형태를 살펴보면 직사각형의 형태에서 양 끝단으로 갈수록 약간 넓어지는 형태를 갖고 있다. 이러한 이유는 양 끝단에 더 큰 접촉 유막 압력이 발생하기 때문에 접촉 면적이 넓어지기 때문이다. 따라서 이러한 현상이 적게 나타나도록 해야 하는 롤러 프로파일 설계 방법으

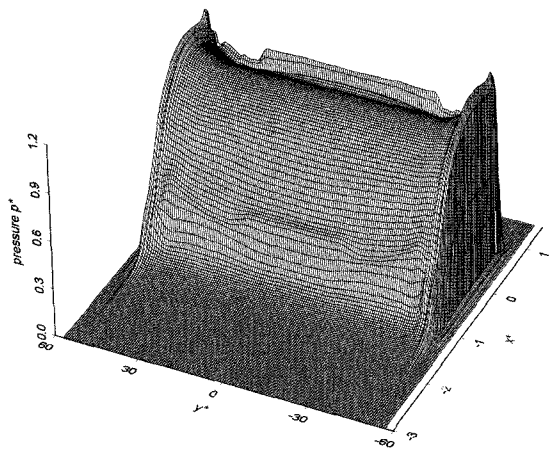


Fig. 10. EHL pressure for the with crown radius =3.375 m, axial length 28.5 mm, applied load 8620 N, viscosity at ambient pressure 0.0411 Pas, sliding velocity $U=1.90$ m/s, $a=4.4210^{-8}$, $E^*=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

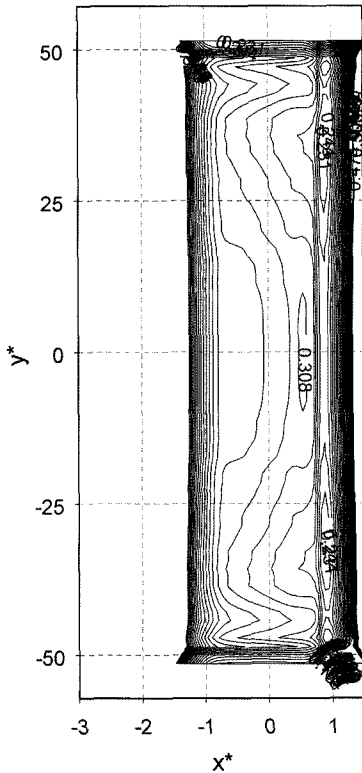


Fig. 11. EHL film thickness for the with crown radius=3.375 m, axial length 28.5 mm, applied load 8620 N, viscosity at ambient pressure 0.0411 Pas, sliding velocity $U=1.90\text{m/s}$, $a=4.4210^{-8}$, $E'=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

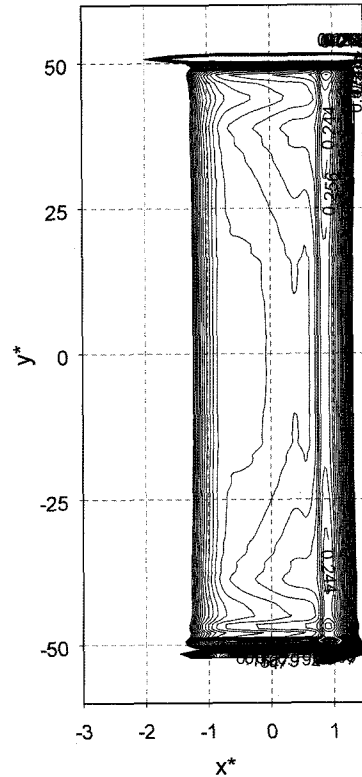


Fig. 13. EHL film thickness for the with dub-off radius=3.375m, axial length 28.5mm, applied load 8620N, viscosity at ambient pressure 0.0411Pas, sliding velocity $U=1.90\text{m/s}$, $a=4.4210^{-8}$, $E'=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

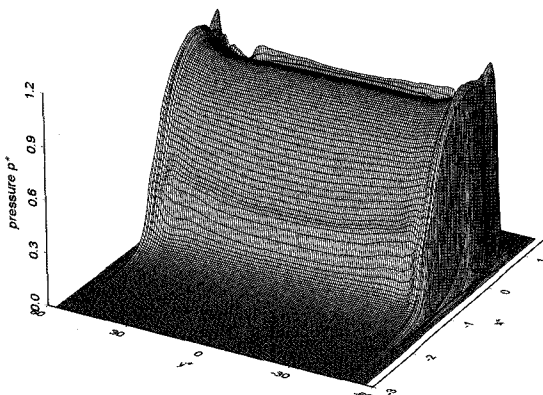


Fig. 12. EHL pressure for the with dub-off radius=3.375m, axial length 28.5mm, applied load 8620N, viscosity at ambient pressure 0.0411Pas, sliding velocity $U=1.90\text{m/s}$, $a=4.4210^{-8}$, $E'=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

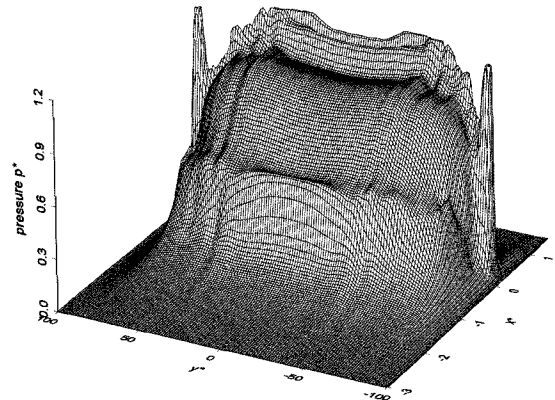


Fig. 14. EHL pressure for the with line-log profile, axial length 28.5mm, applied load 2620N, viscosity at ambient pressure 0.0411Pas, sliding velocity $U=2.60\text{m/s}$, $a=4.4210^{-8}$, $E'=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

로서는 바람직하지 않다.

롤러의 축 방향 프로파일을 앞의 경우와 같은 직선의 형태를 유지하고 양 끝단을 dub-off 형으로 했을 때 탄성유체윤활 유막 압력(Fig. 12)과 유막 두께(Fig. 13)의 형태는 롤러의 양끝단을 crown 형태로 했을 때와 비슷한 형태를 보여주고 있다.

그러나 축 방향 프로파일을 롤러 중심에서 직선으로 시작하여 5mm 정도를 지난 지점부터 로그 함수를 갖는 프로파일(Fig. 9)을 갖는 경우 탄성유체윤활 유막 압력(Fig. 14)과 유막 두께(Fig. 15)의 형태는 롤러의 양 끝단에서 매우 완만한 형태를 보여 주고 있다. 특히 접촉 면적 띠의 형태를 살펴 보면 단순한 직사각형의 형태가 아닌 롤러 양 끝단으로 갈수록 점점 좁아지는 형태를 보여주고 있다. 이것은 프로파일의 형태에 따라 일정한 지점에서 나타나는 접촉 응력의 집중을

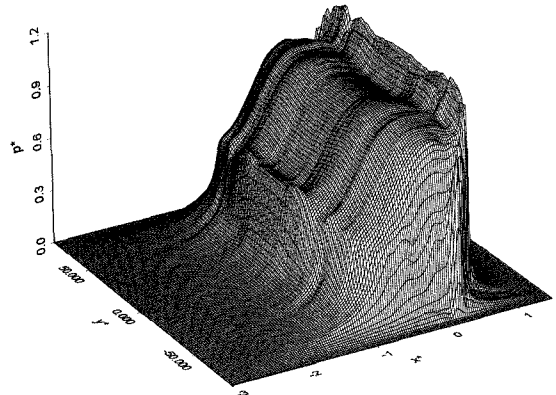


Fig. 16. EHL pressure for the with new generated profile, axial length 28.5mm, applied load 3620N, viscosity at ambient pressure 0.0411Pas, sliding velocity $U=3.60m/s$, $a=4.4210^{-8}$, $E=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

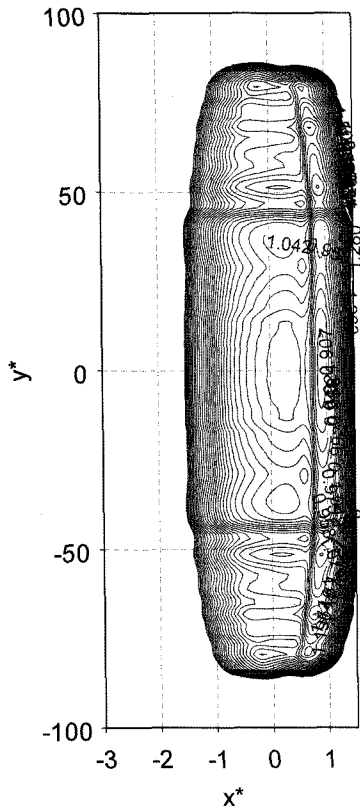


Fig. 15. EHL film thickness for the with line-log profile, axial length 28.5mm, applied load 2620N, viscosity at ambient pressure 0.0411Pas, sliding velocity $U=2.60m/s$, $a=4.4210^{-8}$, $E=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

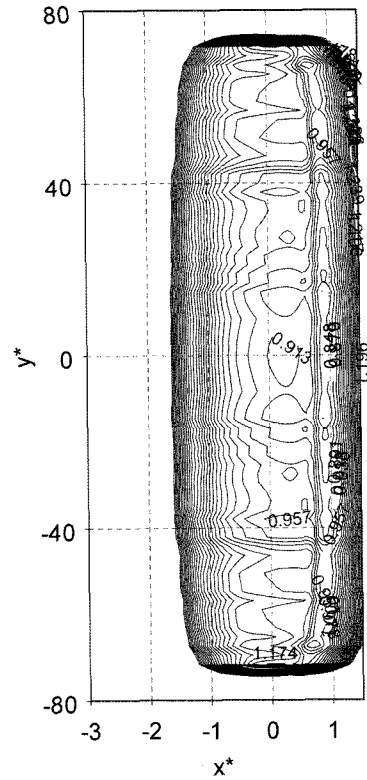


Fig. 17. EHL film thickness for the with new generated profile, axial length 28.5mm, applied load 3620N, viscosity at ambient pressure 0.0411Pas, sliding velocity $U=3.60m/s$, $a=4.4210^{-8}$, $E=19.610^{10}$, $\nu=0.33$.

완화 시킬 수 있음을 보여 주고 있다.

로그함수의 형태를 보다 완화 시키면 (Fig. 9) 이보다 더 완만한 형태의 접촉 유막 압력(Fig. 16)과 유막 두께(Fig. 17)의 형태를 얻을 수 있다. 어느 경우든지 직선과 로그함수의 프로파일이 만나는 지점에서는 프로파일의 비연속성으로 인하여 유막 두께도 윤활유 유입 방향으로 정도의 차이는 있지만 급격하게 변하는 형태를 보여 주고 있다.

4. 결 론

롤러 접촉에서 양 끝 단에 발생하는 집중 하중에 의하여 재질 표면의 비정상 마모 및 파괴를 완화 할 수 있는 방법을 축 방향 프로파일의 형태에 따라 고찰하였다. 해석 방법은 고하중 및 비선형 편미분 방정식에 탁월한 수렴 안정성을 보여주는 다중격자 다중차원법을 사용하여 현실적인 접촉 하중 및 속도 조건에서 탄성유체윤활 유막 압력과 유막 두께의 계산을 수행 하였다.

이러한 계산 결과의 활용은 접촉 하중의 집중을 완화할 수 있는 프로파일의 생성을 유도할 수 있는 방법으로 사용할 수 있다. 여러 가지 프로파일중 탄성유체윤활 해석상에서 가장 바람직한 프로파일은 로그함수에 의한 축 방향 곡선이다. 이러한 프로파일로 롤러의 양 끝단에 생성되는 접촉 집중하중을 완화시킬 수 있으며, 이것은 윤활유가 존재하지 않을 때의 건마찰 조건의 경우와 매우 유사하다.

본 연구 결과 롤러의 양 끝단의 crown 및 dub-off의 곡률 크기도 중요하지만 전체적인 프로파일 곡선의 형태가 더 중요한 결과를 보여주고 있다. 또한 롤러의 중심에서 양 끝으로 곡선의 이음매가 없는 적당한 크기의 로그함수의 형태를 가질 때 완만한 형태의 접촉 하중 및 유막 두께를 보여주게 된다.

이러한 결과는 실제적으로 자동차 벨브트레인 시스템의 캠과 중동물 설계 및 일반적인 롤러베어링의 설계에 중요한 정보를 제공할 수 있다.

기호설명

- b : half of the contact length [m]
 E' : equivalent of elastic modulus [N/m^2]
 h : film thickness, grid length [m]

- l : half of the contact width [m]
 p : fluid film pressure [N/m^2]
 p_h : Hertzian contact pressure [N/m^2]
 R : radius of crown or dub-off profiles [m]
 R_A : contact radius of body A [m]
 R_B : contact radius of body B [m]
 s : ehl computation domain size factor in y^* direction
 W : applied load [N]
 xf : ehl computation domain size in minus x^* direction
 xr : ehl computation domain size in plus x^* direction
 h : viscosity of lubricant [Ns/m^2 , Pas]
 h_0 : viscosity of lubricant at ambient pressure [Ns/m^2 , Pas]
 r : density of lubricant [kg/m^3]
 r_0 : density of lubricant at ambient pressure [kg/m^3]
 $*$: dimensionless variables

후 기

본 연구는 2006년도 국민대학교 연구비 지원으로 이루어졌습니다.

참고 문헌

1. Hamrock, B. J., Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc., 1994.
2. Park, T., Kim, K., "Elastohydrodynamic Lubrication of a Finite Line Contact," Wear 223, pp. 102-109, 1998.
3. Kaneta, M., "For the Establishment of a New EHL Theory," Lubrication at the Frontier, Elsevier Science B.V., pp 25-36, 1999.
4. Heydar, M., Gohar, R., "The Influence of Axial Profile on Pressure Distribution in Radially Loaded Rollers," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 21, No. 6, pp. 381-388, 1979.
5. Rahnejat, H., Gohar, R., "Design of Profiled Taper Roller Bearing," Tribology International, Vol. 12, No. 1979, pp. 269-275, 1979.
6. Venner, H., Multilevel Solution of the EHL line and Point Contact Problems, Ph.D. Thesis, Twente University, Enschede, the Netherlands, 1991.