

박용 디젤기관 캠-롤러 접촉부의 응력 해석

김형자* · 임우조* · 조용주** · 구영필*

Stress Analysis on the Cam-Roller Contact Parts in a Marine Diesel Engine

H-J Kim* · U-J Lim* · Y-J Cho** · Y-P Koo*

Key words : Subsurface stress(부표면 응력), Elastohydrodynamic lubrication(탄성유체윤활), Cam-roller(캠-롤러), Profiling(프로파일링), Marine Diesel engine(박용디젤기관)

Abstract

The subsurface stress field beneath the roller's contacting surface due to the contact pressure in lubricating condition has been calculated. Main purpose of this study in view of engineering is to prove the validity of the numerical profile roller presented by Koo et al. The Love's rectangular patch solution was used to obtain the subsurface stress field. The stress field of the numerical profile roller was compared with the one of the existing dub-off profile roller. The analysis results show reduced subsurface stresses for the numerical profile roller.

기 호 설 명

a : half size of a rectangular patch in rolling direction

b : half size of a rectangular patch in axial direction

E : modulus of elasticity

F : external force

h : gap between contacting plane and roller edge

L : half size of the roller length

p_0 : maximum Hertzian pressure

p_k : normal pressure on a contact surface

p_{max} : maximum normal pressure on a contact surface

R : radius of the roller

R_{cam} : radius of the cam

r : half size of contact width

$s_{ij,k}$: stress within the roller due to the surface pressure

\tilde{u} : entrainment velocity of the lubricant

V : Newtonian potential of a surface distribution

X : Boussinesq's 3-dimensional logarithmic

* 부경대학교 기계공학부

** 부산대학교 기계공학부

- potential
- x : coordinate within the roller in rolling direction
- Y : yield strength of the roller material
- y : coordinate within the roller in axial direction
- z : coordinate within the roller in roller depth direction
- η : coordinate on a contact surface in axial direction
- ν : Poisson's ratio
- ξ : coordinate on a contact surface in rolling direction
- σ_e : von Mises' effective stress
- σ_{ij} : subsurface stress within the roller
- τ_{max} : maximum shear stress
- ω : angular velocity of the cam

1. 서론

상대 운동하는 두 기계요소의 접촉면 사이에는 외부 하중을 지지하기 위하여 접촉압력이 형성된다¹⁾. 접촉면적이 접촉물체의 크기에 비하여 매우 작은 경우에는 접촉부의 국부적인 압력이 급격하게 증대하고 그 영향으로 접촉부와 접촉부 부근의 응력장이 변화하므로, 접촉압력은 기계요소의 수명에 크게 영향을 미치게 된다²⁻³⁾. 그러므로 접촉상태로 운전되는 기계요소의 설계를 위해서는 접촉압력과 그에 따른 접촉 영역 아래에서의 내부 응력 분포를 알아야 보다 더 신뢰성 있는 표면을 설계할 수 있는 데이터를 얻을 수 있다. 캠-롤러 기구는 선접촉 상태에서 큰 외부 하중이 작용하기 때문에 최대 접촉압력이 약 1GPa에 달하므로 접촉압력이 재료내부에 미치는 영향을 분석할 필요가 있다.

무윤활 상태의 기계부품에서 접촉면의 형상은 원형 또는 타원으로 단순화될 수 있으므로 접촉압력으로서 Hertz⁴⁾의 해가 널리 적용되어 왔다. 그러나 접촉압력이 작용하는 영역이 불규칙한 경우에는 사각조각 표면에 작용하는 균일한 수직분포하중의 해가 많이 이용된다⁵⁾. 액체 윤활 상태의 접촉

압력은 탄성유체윤활 해석에 의하여 구해질 수 있으며 이것을 내부 응력 해석에 적용하면 무윤활 접촉에 비하여 실제에 근접한 운전조건에 대한 응력 해석 결과를 얻을 수 있다. 이렇게 구해진 내부 응력은 기계요소의 수명을 예측하거나 깊이에 따른 경도 등, 구체적인 설계 데이터를 결정하는 데 이용될 수 있다. 특히, 3차원 해석은 기계요소의 형상에 따른 모서리 부분에서 접촉압력의 집중 효과와 그에 따른 접촉 영역 아래의 내부 응력의 상태를 알 수 있게 해주므로 롤러 프로파일링 등, 기계요소의 치수 결정에 유용한 정보를 제공한다. 따라서 본 연구에서는 널리 이용되는 기계요소인 캠과 롤러형 종동자에 대하여 롤러의 축 방향 단면형상에 따른 모서리 효과(edge effect)를 분석하기 위하여 액체 윤활 상태의 접촉압력을 적용하여 접촉 영역 아래의 내부 응력을 해석적으로 구하고자 한다.

2. 접촉표면 내부 응력장

Fig. 1에 나타낸 캠과 롤러형 종동자의 경우 표면압력이 작용하는 영역이 매우 좁아 캠과 롤러를 반 무한체로 가정하여 접촉표면 아래 내부의 응력 분포를 구할 수 있다.

접촉표면 내부의 응력 분포를 구하기 위하여 롤러 표면의 접촉압력을 먼저 알아야 하는데, 본 연구에서는 탄성유체윤활 해석결과를 이용하여 접촉표면아래 응력장을 구하고자 한다. 표면에서의 수직 압력분포가 구해지면 하중이 작용하는 롤러 위의

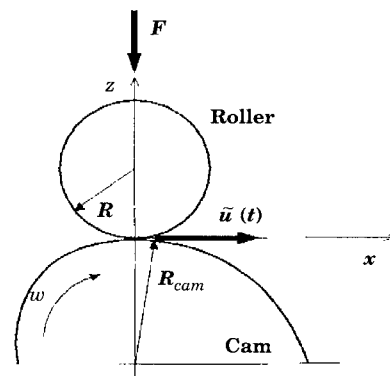


Fig. 1 Schematic of a cam-roller

하중 작용영역을 n 개의 미소 사각조각 표면들로 나누어 각 미소요소의 수직압력이 롤러 내부의 임의의 점에 미치는 영향을 중첩함으로써 접촉표면 아래 내부의 응력을 구할 수 있다. 즉 롤러 내부의 임의의 점에서의 응력은 식(1)과 같이 표현될 수 있다.

$$\sigma_{ij} = \sum_{k=1}^n s_{ij,k} \quad (1)$$

여기서, σ_{ij} 는 수직분포하중에 의한 롤러 내부의 임의의 점에서의 응력이고 $s_{ij,k}$ 는 하나의 사각조각 표면에 작용하는 수직분포하중 p_k 에 의한 임의의 점에서의 응력으로서 Love^[6]가 제시한 식(2)에 의하여 구해진다.

$$\begin{aligned} s_{11,k} &= \frac{p_k}{2\pi} \left(\frac{\lambda}{\lambda+\mu} \frac{\partial V}{\partial z} - \frac{\mu}{\lambda+\mu} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2} - z \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \right) \\ s_{22,k} &= \frac{p_k}{2\pi} \left(\frac{\lambda}{\lambda+\mu} \frac{\partial V}{\partial z} - \frac{\mu}{\lambda+\mu} \frac{\partial^2 X}{\partial y^2} - z \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} \right) \\ s_{33,k} &= \frac{p_k}{2\pi} \left(\frac{\partial V}{\partial z} - z \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right) \\ s_{12,k} &= -\frac{p_k}{2\pi} \left(\frac{\mu}{\lambda+\mu} \frac{\partial^2 X}{\partial x \partial y} + z \frac{\partial^2 V}{\partial x \partial y} \right) \\ s_{23,k} &= -\frac{p_k}{2\pi} z \frac{\partial^2 V}{\partial y \partial z} \\ s_{31,k} &= -\frac{p_k}{2\pi} z \frac{\partial^2 V}{\partial z \partial x} \\ \lambda &= \frac{Ev}{(1+\nu)(1-2\nu)}, \quad \mu = \frac{E}{2(1+\nu)} \end{aligned} \quad (2)$$

식(2)에서 V 와 X 는 포텐셜 함수로서 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} V &= \iint \frac{p_k}{l} d\xi d\eta, \\ X &= \iint p_k \ln(z+l) d\xi d\eta, \\ l &= \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2 + z^2} \end{aligned} \quad (3)$$

식(2), 식(3)에 의하여 한 개의 미소사각 조각에 작용하는 표면압력에 의한 내부 응력이 계산되면

식(1)을 이용한 반복계산에 의하여 전체의 표면압력에 의한 내부 응력장을 구할 수 있다.

3. 해석 조건

박용 디젤기관 벨브기구용 캠-롤러 접촉부에 대하여 표면 내부의 응력 해석을 수행하였다. 롤러는 기존의 더브오프(dub-off) 프로파일 롤러와 탄성 유체윤활 해석결과를 이용하여 수치적으로 프로파일링한 롤러를 해석대상으로 하였다^[6]. Fig. 2에 두 롤러의 축방향 프로파일을 나타내었다.

롤러 재료의 탄성계수는 220GPa, 프와송 비는 0.3, 항복강도는 830MPa을 적용하였다. 캠-롤러는 윤활 상태에서 작동되고 구름 접촉이므로 마찰은 무시될 수 있다고 가정하였다.

격자 수는 구름방향으로 40개, 롤러 길이방향으로는 30개, 롤러 내부 깊이방향으로는 50개로 하였고 격자 크기는 각각 0.02mm, 0.5mm, 0.01mm로 하였다.

접촉부의 표면에 작용하는 압력은 Koo^[6]등의 탄성유체윤활 해석결과를 적용하였다. 탄성유체윤활은 접촉압력이 크게 나타나 윤활면의 탄성 변형량이 유막 형상에 영향을 미치는 형태의 윤활을 말하며 이 경우에 윤활유의 점도와 밀도는 높은 압력에 의하여 그 값이 변화한다고 알려져 있다. 탄성유체윤활 상태에서 접촉압력을 수치적으로 구하기 위해서는 압력-외부하중 평형조건, 압력-탄성변형량 관계, 압력-점도 관계 및 압력-밀도 관계를 모두 만족시키는 Reynolds 방정식을 풀어야 한다. Fig.

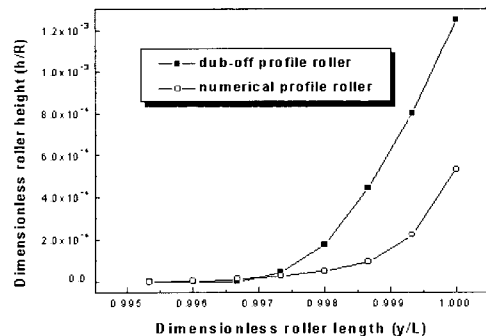
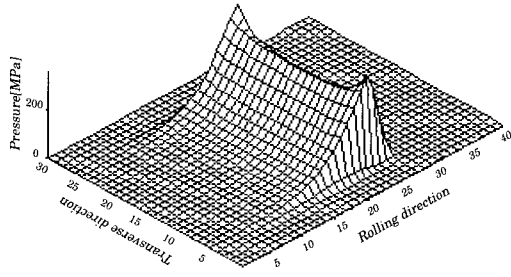
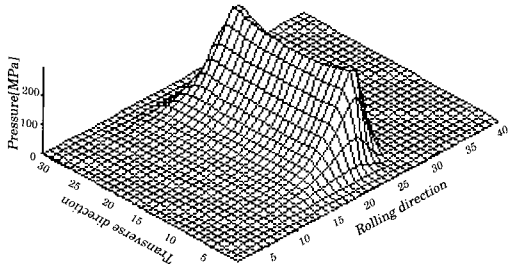


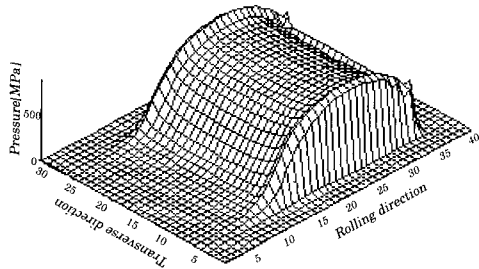
Fig. 2 Roller profiles in axial direction



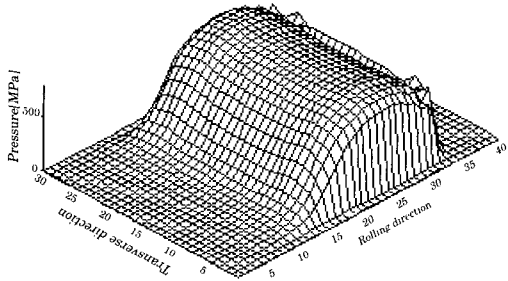
(a) Dub-off profile roller, $F=414N$ $p_{max}=363.6MPa$



(b) Numerical profile roller, $F=414N$ $p_{max}=297.1MPa$



(c) Dub-off profile roller, $F=3400N$ $p_{max}=919.6MPa$



(d) Numerical profile roller, $F=3400N$ $p_{max}=779.6MPa$

Fig. 3 3-Dimensional distribution of the surface pressure

3에 Fig. 2의 두 가지 프로파일의 롤러와 상대적으로 큰 외부하중과 작은 외부하중에 대한 롤러 표면에서의 3차원 압력분포를 나타내었다. 그림설명 중에 F 는 외부하중, p_{max} 는 윤활 상태의 최고 표면압력을 의미한다.

4. 해석결과 및 검토

우선 응력 계산 프로그램의 검증을 위하여 롤러의 선접촉에 대하여 접촉표면 내부의 응력 해석을 수행하고 그 결과를 Hertz의 정확해와 비교하였다. Fig. 4에 응력 계산 프로그램에 의하여 구한 롤러 중앙 단면에서 주 전단응력의 등고선을 나타내었다. 최대 전단응력의 크기와 발생위치는 식(4)의 Hertz의 해와 정밀하게 일치한다.

$$\tau_{max} = 0.3 p_0 \quad \text{at} \quad z = 0.78r \quad (4)$$

여기에서 p_0 는 최대 표면 압력, r 은 접촉 폭의 1/2이다.

표면의 압력에 의해 롤러 내부에 생긴 응력 분포는 기계요소의 강도와 관련하여 매우 중요하다. 예를 들면, 구해진 응력 분포를 항복 조건(Yield criterion)에 적용하면 파손 또는 피로파괴가 발생할 수 있는 위치를 예측할 수 있다.

재료 내부의 응력 상태를 파악하기 위해 식(5)와 같이 von Mises¹⁷⁾의 유효 응력을 사용하여 재료 내부의 응력 분포를 표현하였다.

$$\sigma_e = \sqrt{3J_2}$$

$$J_2 = \sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2 + \frac{1}{6} [(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2]$$

Fig. 5와 Fig. 6은 표면압력이 가장 큰 위치에서 구름방향 $z-x$ 단면의 응력 분포를 나타낸 것으로 응력 등고선이 항복강도 Y 로서 무차원화 되어 있다. Fig. 5는 Fig. 3(a), (b)의 작용하중이 작은 경우의 표면 압력에 의한 롤러 내부의 응력 분포를 나타낸 것이다. Fig. 5(a)의 dub-off 프로파일 롤러의 경우 무차원화된 응력의 최대치가 0.22 인데 비해 Fig. 5(b)의 수치적 프로파일 롤러는 0.18로서 dub-off

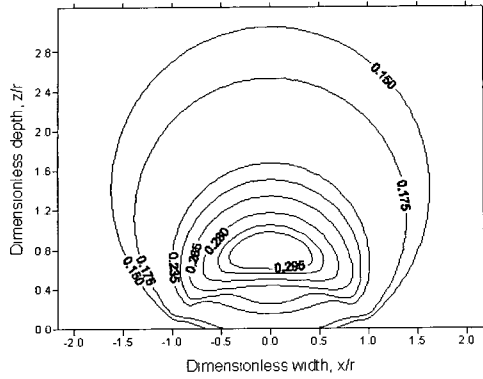
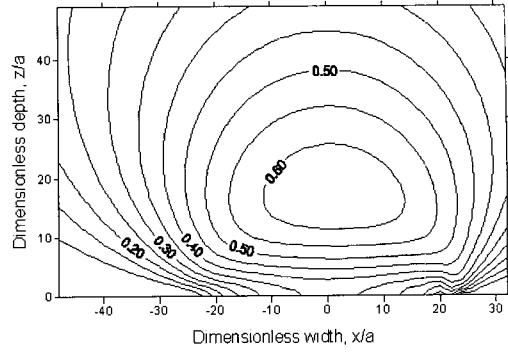
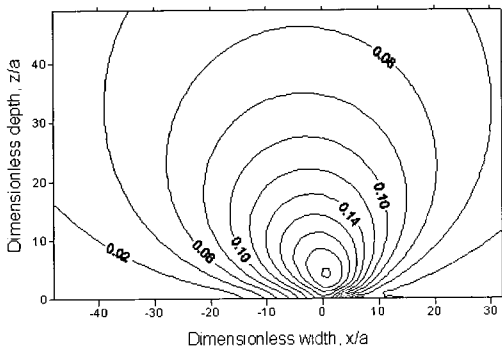


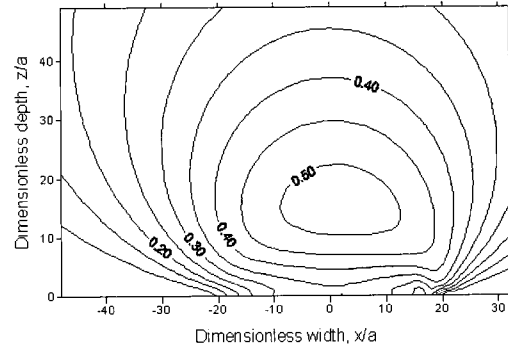
Fig. 4 Dimensionless principal shear stress (τ/p_0) for line contact



(a) Dub-off profile roller (Max. 0.64)

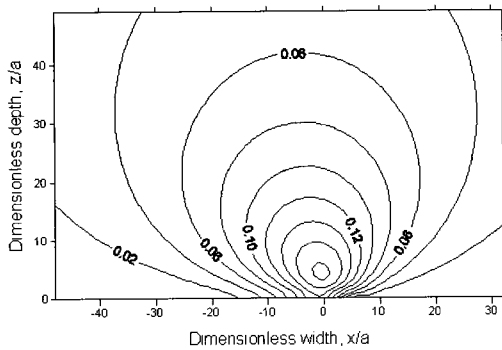


(a) Dub-off profile roller (Max. 0.22)



(b) Numerical profile roller (Max. 0.52)

Fig. 6 Contour of σ_e/Y beneath the roller on $x-z$ plane ($F=3400N$)

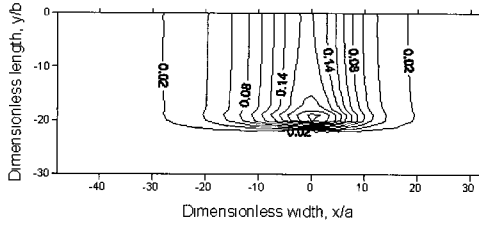


(b) Numerical profile roller (Max. 0.18)

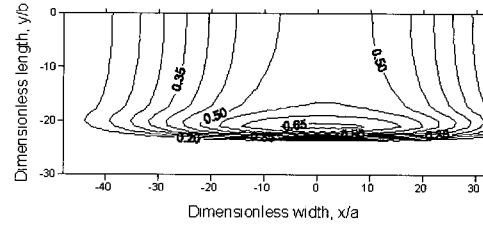
Fig. 5 Contour of σ_e/Y beneath the roller on $x-z$ plane ($F=414N$)

롤러에 비해 18% 정도 낮은 응력값을 가지는 것을 알 수 있다. Fig. 6은 Fig. 3(c), (d)에 나타나 있는 것처럼 작용하중이 큰 경우의 표면압력에 의한 캠-롤러 접촉표면 내부의 응력 분포이다. 이 경우에도 dub-off 프로파일 롤러의 0.64에 비해 수치적 프로파일 롤러가 0.52로서 낮은 응력값을 가진다. 두 롤러에서 최대 응력이 발생하는 깊이는 하중이 작은 경우에는 서로 일치하지만 큰 하중에 대해서는 dub-off 롤러가 더 깊은 위치에서 나타나고 있다. 즉, 표면 압력이 커지면 더 깊은 표면 경화층이 필요하다는 것을 알 수 있다.

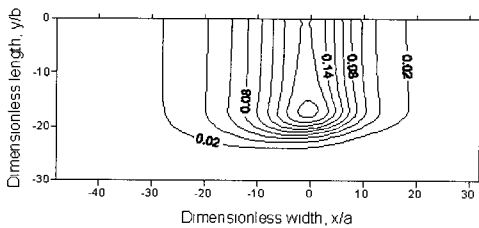
Fig. 7과 Fig. 8은 응력의 최대치가 나타나는 깊이에서 롤러의 축방향 $x-y$ 단면의 응력 등고선을 나타낸 것으로서 이 단면에서도 수치적 프로파일 롤러가



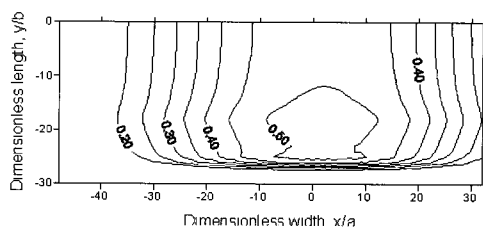
(a) Dub-off profile roller (Max. 0.225)



(a) Numerical profile roller (Max. 0.671)



(b) Numerical profile roller (Max. 0.188)



(b) Numerical profile roller (Max. 0.526)

Fig. 7 Contour of σ_e/Y beneath the roller on $x-y$ plane ($F=414N$)

Fig. 8 Contour of σ_e/Y beneath the roller on $x-y$ plane ($F=3400N$)

Table 1 Comparison of the analysis results

Load [N]	Roller profile	Maximum surface pressure [MPa]	Maximum von Mises stress [MPa]	Position of Maximum stress		
				z/a	y/b	x/a
414	Dub-off	363.6	186.7	4	20	0
	Numerical	297.1	156.0	4	18	0
3400	Dub-off	919.6	556.9	17	20	1
	Numerical	779.6	436.5	15	18	1

낮은 응력값을 보이고 있다. Dub-off 롤러에서 최대 응력이 발생하는 축방향 위치는 가장자리에 더 가까운 영역에서 나타나고 있으며 그에 따라 축방향 길이에 대한 응력의 변화가 급격하게 나타나고 있다. 구름방향으로는 초기 접촉선에서 출구 측으로 약간 이동되어 최대 응력이 나타나고 있는데 이것은 탄성 유체윤활 상태에서 표면압력의 비대칭 분포와 접촉면의 탄성 변형에 기인한 것으로 판단된다. 이상의 결과를 요약하면 Table 1과 같다.

5. 결 론

본 연구에서는 축 방향 단면형상이 다른 두 롤러에 대하여 동일 운전 조건에서 롤러 표면내부에 발생하는 응력장의 변화를 조사하였다. 기존의 응력 해석에서는 무 윤활 접촉을 가정하여 Hertz의 해 또는 단순 접촉 해석에 의한 접촉압력을 표면 압력으로 가정하여 내부 응력을 계산하고 있지만, 본 연구에서는 윤활 해석에 의한 표면 압력을 내부 응력 계산에 적용하여 해석의 정밀성을 향상시키고자 하였다. 즉, 기존의 dub-off 프로파일 롤러와 캠-롤러 사이의 탄성유체윤활 해석을 통하여 수치적으로 프로파일링한 롤러에 대하여 윤활 상태의 롤러 표면 압력에 의하여 접촉표면 내부에 발생하는 응

력장을 해석적으로 구하였다.

해석 결과, 축 방향 가장자리의 단면의 변화가 완만한 수치적 프로파일 롤러가 기존의 롤러에 비하여 표면 내부의 최고 응력의 크기가 현저히 감소되었으며 응력의 변화가 완만하다는 것을 알 수 있었다. 따라서 수치적 프로파일 롤러는 항복강도의 견지에서 볼 때 유리하며 피로 측면에서도 롤러의 수명 향상을 예상할 수 있으므로 본 연구를 통하여 수치적 프로파일 롤러의 유용성이 확인되었다.

참 고 문 헌

1. Hamrock, B. J., "Fundamentals of Fluid Film Lubrication," McGRAW-HILL, pp. 435-464, 1994.
2. Johnson, K. L., "Contact mechanics," pp. 11-26, 1985.
3. Fuchs, H. O. and Stephens, R. I., "METAL FATIGUE IN ENGINEERING," J. WILEY & SONS, pp. 66-75, 1980
4. Hertz, H, Miscellaneous Papers on the contact of elastic solids, Translation by D. E. Jones, McMillan, London, 1986.
5. 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.
6. 구영필, "비정상상태의 3차원 탄성유체유회해석," 부산대학교, 박사학위논문, 2000.
7. Boresi, A. P., Schmidt, R. J., Sidebottom, O.M., "Advanced Mechanics of Materials," J. WILEY & SONS, pp.126~139, 1993.
8. 구영필, 조용주, "롤러 프로파일링을 고려한 박용 디젤기관 캠-롤러 사이의 탄성유체유회해석" (사)한국박용기관학회지, 제24권 제6호, pp. 819-826, 2000.

저 자 소 개



김형자(金亨資)

1941년 5월생. 1968년 동아대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1971년 동아대학교 대학원 졸업(석사). 1995년 동 대학원 졸업(박사). 1973년~현재 부경대학교 기계공학부 교수, 당학회 정회원.



임우조(林祐助)

1943년 7월생. 당학회 부회장. 한국부식학회 부회장. 1975년~현재 부경대학교 공과대학 기계공학부 교수.



조용주(趙鏞柱)

1954년 2월생. 1977년 서울대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1979년 한국과학기술원 생산공학과 졸업(석사). 1994년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(박사). 1979년~현재 부산대학교 기계공학부 교수.



구영필(具永必)

1959년 2월생. 1983년 부산대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 2000년 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1985년~1999년 쌍용중공업(주) 기술연구소 선임연구원. 2001년~현재 부경대학교 기계공학부 계약교수, 당학회 정회원.