

## 박용 디젤기관 캠-롤러 접촉부의 응력 해석

· 구 영 필\*, 김 형 자\*, 임 우 조\*, 조 용 주\*\*

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

Y-P Koo\*, H-J Kim\*, U-J Lim\*, Y-J Cho\*\*

\* 부경대학교 기계공학부

\*\* 부산대학교 기계공학부

**Abstract** : The subsurface stress field beneath the roller due to the lubricant film pressure acting on the roller surface 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 who obtained the lubricant film pressure by elastohydrodynamic lubrication analysis on the cam-roller mechanism. The Love's rectangular patch solution was used to obtain the subsurface stress field. The stress field for the numerical profile roller was compared with the one for the existing dub-off profile roller.

**Key words**: subsurface stress(부표면 응력), elastohydrodynamic lubrication(탄성유체윤활), cam-roller(캠-롤러), marine diesel engine(박용디젤기관), profiling(프로파일링)

### 1. 서 론

서로 상대운동 하는 두 기계요소의 접촉면 사이에는 외부 하중을 지지하기 위하여 접촉압력이 형성된다<sup>[1]</sup>. 특히, 접촉면적이 접촉물체의 크기에 비하여 매우 작은 경우에는 접촉부의 국부적인 압력이 급격하게 증대하고 그 영향으로 접촉부와 접촉부 부근의 응력장이 변화하므로, 기계요소의 수명은 접촉압력의 영향을 받는다고 말할 수 있다<sup>[2-3]</sup>. 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 기구의 경우 하중을 지지하는 영역이 작아 유막압력이 최고 약 1GPa에 달하여 접촉 표면 아래의 응력장에 심각한 영향을 미쳐 기계요소의 수명에 상당한 영향을 줄 수 있다. 따라서 유막압력이 물체내부에 미치는 영향을 설계단계에서 고려할 필요가 있다.

무 윤활 상태에서의 접촉압력의 경우 기계부품에서 일어나는 접촉의 형태를 원형 또는 타원 접촉으로 단순화 할 수 있어 Hertz<sup>[4]</sup>의 해가 널리 적용되어져 왔다. 그러나 접촉압력이 작용하는 영역이 불규칙할 경우에는 사각조각 표면에 작용하는 균일한 수직분포하중의 해가 많이 이용되어진다<sup>[5]</sup>. 윤활상태의 접촉압력은 탄성유체 윤활 해석에 의하여 구해질 수 있으며 이것을 내부 응력 해석에 적용하면 무 윤활접촉에 비하여 실제에 근접한 운전조건에 대한 응력해석 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 롤러 형 중동자에 대하여 롤러의 형상에 따른 모서리 효과(edge effect)를 분석하기 위하여 윤활 상태

의 접촉압력을 적용하여 접촉 영역 아래의 내부 응력을 해석적으로 구하고자 한다.

### 2. 접촉표면아래 응력장

Fig.1에 나타난 캠과 롤러형 종동자의 경우 윤활압력이 작용하는 영역이 매우 좁아 캠과 롤러를 반 무한체로 가정하여 접촉표면아래 응력의 분포를 구할 수 있다. 이 경우 접촉표면아래 응력 분포를 구하기 위하여 롤러표면의 유막압력을 먼저 알아야 하는데 본 연구에서는 탄성유체 윤활 해석결과를 이용하여 접촉표면아래 응력장을 구하고자 한다. 표면에서의 수직압력분포가 구해지면 하중이 작용하는 롤러 위의 하중 작용영역을  $n$ 개의 미소 사각조각 표면들로 나누어 각 미소요소의 수직압력이 롤러 내부의 임의의 점에 미치는 영향을 중첩함으로써 접촉표면 아래에서의 응력을 근사적으로 구할 수 있다. 즉 롤러 내부의 임의의 점에서의 응력은 식(1)과 같이 표현될 수 있다.

$$\sigma_T = \sum_{k=1}^n \sigma_{p,k} \quad (1)$$

여기서,  $\sigma_T$ 는 수직하중에 의한 롤러내부의 임

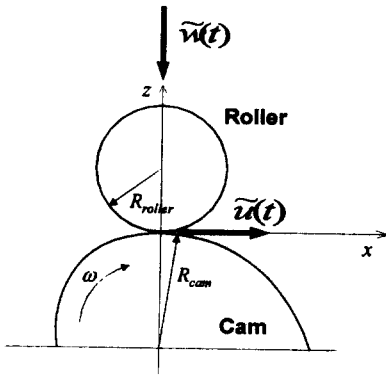


Fig. 1 Schematic of cam-roller mechanism

의 점에서의 응력이고,  $\sigma_{p,k}$ 는 하나의 사각조각 표면에 작용하는 수직하중의 세기에 의한 임의의 점에서의 응력으로서 Love<sup>[5]</sup>의 식에 의하여 구해질 수 있다.

### 3. 계산 조건

#### 3.1 롤러 프로파일

롤러의 형상은 원통형이지만 하중이 작용할 때 발생하는 롤러 가장자리에서의 불연속적인 높은 접촉압력을 완화시키기 위하여 롤러의 직경을 가장자리로 갈수록 점진적으로 작게 설계하고 있다. 이것을 롤러 프로파일링이라고 말하며 기존의 방법으로는 크라운링(crowning)과 더브오프(dub-off) 등이 있다. crowning은 롤러의 가장자리 부근까지는 롤러의 직경을 동일하게 하고 그 지점에서 롤러의 수직중심선 상의 한 점을 중심으로 하는 원호를 작도함으로써 가장자리로 갈수록 직경을 점진적으로 작게 설계하는 방법이며 dub-off는 롤러의 가장자리 부근까지는 롤러의 직경을 동일하게 하고 그 지점을 지나는 롤러의 수직중심선과 평행선 위의 한 점을 중심으로 하는 원호를 작도하여 롤러 가장자리의 프로파일을 설계하는 방법이다.

본 연구에서는 기존의 dub-off 프로파일 롤러와 기존의 롤러에 대한 탄성유체 윤활 해석결과를 이용하여 수치적으로 프로파일링한 롤러에 대하여 각각 해석을 수행하였다. 새로운 프로파일링 방법은 다음과 같다.

프로파일링하지 않은 롤러에 대한 비정상상태의 탄성유체 윤활 해석결과에서 가장자리의 피크압력이 가장 큰 단계의 압력분포를, 하중조건을 만족하면서 가장자리에서 피크압력이 없는 수정된 압력분포로 변경한다. 수정된 압력분포로서 탄성변형량을 계산한 다음, 프로파일링에 의하여 롤러 길이방향으로 각 절점별 최대 탄성변형량의 일부가 제거될 수 있도록 프로파일링 치수를 결정한다. 이 방법에 의한 프로파일을 기존의 dub-off 프로파일과 비교하여 Fig.2에 나타내었다.

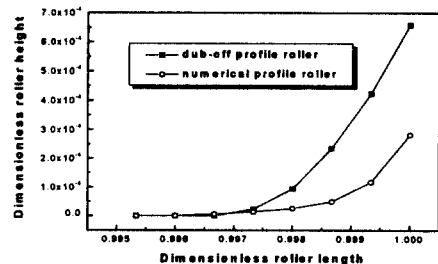
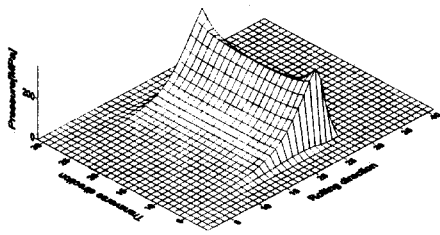
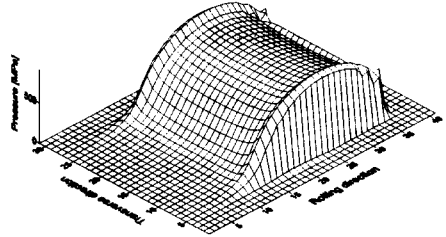


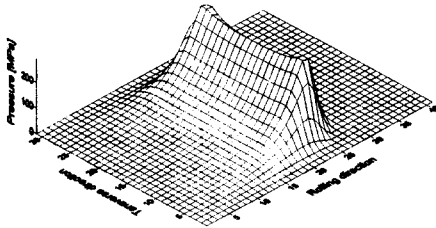
Fig. 2 Roller profiles in transverse direction



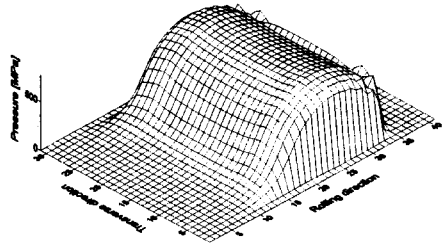
(a) dub-off profile roller,  $F=414N$ ,  $P_{max}=363.6MPa$



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



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



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

Fig. 3. 3-D distribution of lubricant film pressure

### 3.2. 표면의 압력분포

탄성유체 윤활은 유막압력이 크게 나타나 윤활면의 탄성변형량이 유막 형상에 영향을 미치는 형태의 윤활을 말하며 이 경우에 윤활유의 점도와 밀도는 높은 압력에 의하여 그 값이 변화한다고 알려져 있다.

탄성유체 윤활 상태에서 유막압력을 수치적으로 구하기 위해서는 압력-외부하중 평형조건, 압력-탄성변형량 관계, 압력-점도 관계 및 압력-밀도 관계를 모두 만족시키는 Reynolds 방정식을 풀어야 한다. 롤러 표면에 작용하는 압력은 Koo<sup>[6]</sup>등의 탄성유체 윤활 해석결과를 이용하였다.

Fig.3에 Fig.2의 두 가지 프로파일의 롤러와 상대적으로 큰 외부하중과 작은 외부하중에 대한 롤러 표면에서의 3차원 압력분포를 나타내었다. 그림설명 중에  $F$ 는 작용하중,  $P_{max}$ 는 최고 윤활압력을 의미한다.

### 4. 해석결과 및 검토

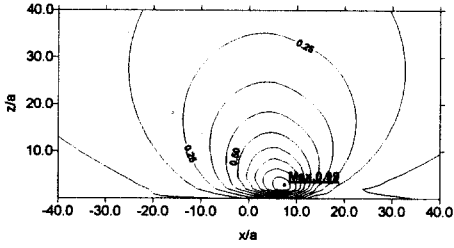
표면의 압력에 의해 롤러 내부에 생긴 응력분포는 기계요소의 강도와 관련하여 매우 중요하다. 예를들면, 구해진 응력분포를 항복 조건(Yield criterion)에 적용하면 파손 또는 피로파괴가 발생할 수 있는 위치를 예측할 수 있다. 재료내부의 응력상태를 알아보기 위해 식 (2)와 같이 von Mises의 상당 응력을 이용하여 재료내부의 응력분포를 표현하였다.

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2} [ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 ]} \quad (2)$$

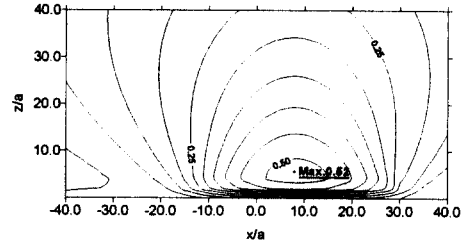
여기에서  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , 및  $\sigma_3$ 는 주응력이다.

캠-롤러가 윤활 상태에서 작동되므로 마찰은 무시할 수 있다고 가정하였다. Fig. 4와 Fig. 5

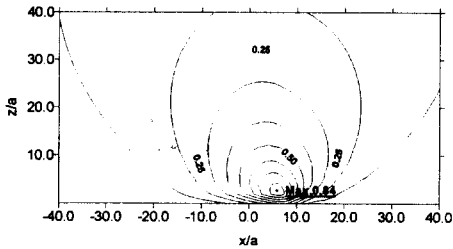
박용 디젤기관 캠-롤러 접촉부의 응력 해석



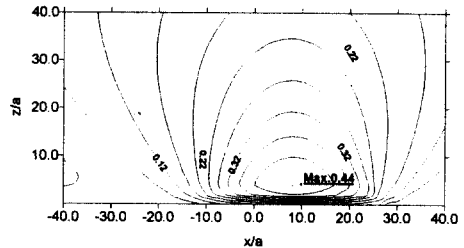
(a)dub-off profile roller  $P_{avg}=53.4\text{MPa}$



(a)dub-off profile roller  $P_{avg}=354.9\text{MPa}$



(b)numerical profile roller  $P_{avg}=54.4\text{MPa}$



(b)numerical profile roller  $P_{avg}=352.7\text{MPa}$

Fig. 4 Contours of  $\sigma_e/3P_{avg}$  beneath the roller by lubricant pressure along the  $y$  coordinate of maximum lubricant pressure. ( $F= 414\text{N}$ )

Fig. 5 Contours of  $\sigma_e/3P_{avg}$  beneath the roller by lubricant pressure along the  $y$  coordinate of maximum lubricant pressure. ( $F= 3400\text{N}$ )

는 표면압력이 가장 큰 위치에서의  $y$ 좌표에서  $zx$ 평면에서의 응력분포를 나타낸 것으로 응력 등고선이  $P_{avg}$ 로서 무차원화 되어 있다.  $P_{avg}$ 는 유막압력이 작용하는 영역의 평균압력이며 식 (3)과 같다.

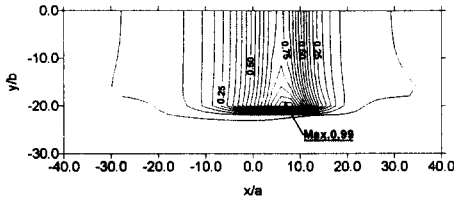
$$P_{avg} = \frac{F}{n \cdot dx \cdot dy} \quad (3)$$

위 식에서  $F$ 는 작용하중,  $n$ 은 유막압력이 0 이 아닌 사각조각 표면의 수,  $dx$ ,  $dy$ 는 각각  $x$ ,  $y$ 방향으로 표면에서의 격자크기이다. 본 연구에서는 롤러표면에서의 절점수가 구름방향으로 41개, 롤러 길이방향으로 31개로 하였고 격자의 크기는  $0.02\text{mm} \times 0.5\text{mm}$ 로 두었다. Fig. 4는 Fig. 3(a), (b)의 작용하중이 낮은 경우의 유막 압력 분포에 의한 롤러내부의 응력분포를 나타낸 것이다. Fig. 4(a)의 dub-off 프로파일 롤러의 경

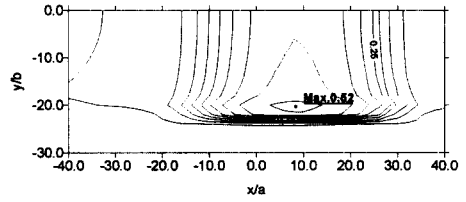
우 무차원화된 응력의 최고치가 0.99 인데 비해 Fig. 4(b)의 수치적 프로파일 롤러는 0.84로 훨씬 낮은 응력값을 가지는 것을 알 수 있다. Fig. 5는 Fig. 3(c), (d)에 나타나 있는 것처럼 작용하중이 큰 경우의 유막압력에 의한 캠-롤러 접촉표면 내부의 응력분포이다. Fig. 4와 마찬가지로 dub-off 프로파일 롤러에 비해 수치적 프로파일 롤러가 훨씬 낮은 응력값을 가진다. 이상의 결과를 요약 하면 Table. 1과 같다.

Table. 1 Comparison of the two rollers at the position of maximum von Mises stresses

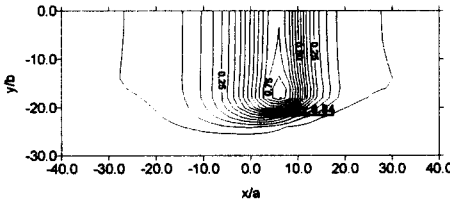
load	roller	$x/a$	$z/a$	$\sigma_e$ (MPa)
414N	dub-off	8	2.00078	158.8
	numerical	6	2.00078	137.4
3400N	dub-off	8	4.00078	550.1
	numerical	8	4.00078	465.7



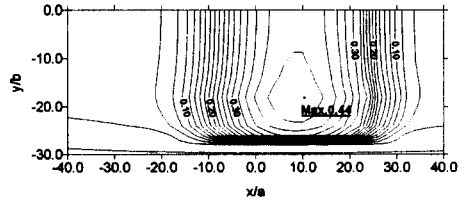
(a)dub-off profile roller  $P_{avg}=53.4\text{MPa}$



(c)dub-off profile roller  $P_{avg}=354.9\text{MPa}$



(b)numerical profile roller  $P_{avg}=54.4\text{MPa}$



(d)numerical profile roller  $P_{avg}=352.7\text{MPa}$

Fig. 6 Contours of  $\sigma_e/3P_{avg}$  beneath the roller

Fig. 6은 무차원화된 응력의 최고치가 나타나는 깊이에서 롤러의 축방향 단면의 응력 등고선을 나타낸 것이다. 압력의 기울기가 dub-off 프로파일 롤러에 비하여 수치적 프로파일 롤러가 완만하게 나타남을 알 수 있다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 캠-롤러 사이의 탄성유체 윤활 해석을 통하여 수치적으로 프로파일링한 롤러와 기존의 dub-off 프로파일 롤러에 대하여 롤러 표면에 작용하는 유막압력에 의한 접촉표면아래에서의 응력장을 해석적으로 비교하였다. 해석결과 작용하중의 크기에 관계없이 수치적 프로파일 롤러의 경우 기존의 dub-off 롤러보다 표면아래 von Mises 응력의 최고치가 현저히 감소되어 나타났다. 그러므로 수치적 프로파일 롤러는 항복강도의 견지에서 볼 때 유리하며 피로수명 측면에서도 롤러의 수명 향상을 예상할 수 있다.

### 참고문헌

- [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.
- [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 탄성유체 윤활해석," 부산대학교, 박사학위논문, 2000.