

롤러 프로파일링을 고려한 박용 디젤기관 캠-롤러 사이의 탄성유체윤활해석

구 영 필* · 조 용 주**

Elastohydrodynamic Lubrication Analysis on the Cam-Roller for a Marine Diesel Engine with Consideration of Roller Profiling

Y-P Koo* and Y-J Cho**

Key words : marine diesel engine, elastohydrodynamic lubrication, roller, profiling

Abstract

A numerical procedure to analyze 3-dimensional elastohydrodynamic lubrication was applied on the cam-roller contact of the valve mechanism for a marine diesel engine. Both the pressure distribution and the film thickness between the cam and roller follower were calculated for each time step of the whole cycle. The pressure spike is shown at the outlet of the roller edge and it is getting higher as the external load is increased. An effective profiling method for the roller edge was suggested using the results of elastohydrodynamic lubrication analysis and the peak pressure was removed completely with the new profiling.

기호설명	
c	: reference length in the film thickness direction [m]
E	: the equivalent Young's modulus [N/m ²]
$f_{i,j}$: discrete Reynolds equation at node (i,j)
H	: dimensionless film thickness
h	: film thickness [m]
K	: dimensionless entraining velocity parameter
P	: dimensionless pressure
p	: pressure [N/m ²]
R	: base circle radius of the cam [m]
R_{cam}	: radius of curvature of the cam [m]
T	: dimensionless time
ΔT	: dimensionless time step
t	: time [s]

* 부산대학교 기계기술연구소(원고접수일 : 2000년 8월)

** 부산대학교 기계공학부

- U : dimensionless velocity parameter
- \bar{u} : mean surface velocity in x direction [m/s]
 $\bar{u} = (u_1 + u_2)/2$
- u_1 : velocity of the roller in x direction [m/s]
- u_2 : velocity of the cam in x direction [m/s]
- V : dimensionless normal velocity parameter
- v_1 : velocity of the roller in y direction [m/s]
- v_2 : velocity of the cam in y direction [m/s]
- \bar{w} : external loads [N]
- X, Y : dimensionless Cartesian coordinates
- ΔX : dimensionless grid size in x direction
- ΔY : dimensionless grid size in y direction
- x, y : Cartesian coordinates
- x_{in} : inlet boundary in x direction
- x_{out} : outlet boundary in x direction
- y_a : lower boundary in y direction
- y_b : upper boundary in y direction
- Z : dimensionless viscosity-pressure index
- η : viscosity [Ns/m²]
- η_0 : viscosity at $p=0$ [Ns/m²]
- $\bar{\eta}$: dimensionless absolute viscosity
- ρ : density [Ns²/m⁴]
- ρ_0 : density at $p=0$ [Ns²/m⁴]
- $\bar{\rho}$: dimensionless density
- ω : angular velocity of the cam [rad/s]

1. 서 론

캠-종동자 기구는 운동형태를 간단하게 변환시킬 수 있으므로 여러 분야에 널리 이용되고 있다. 캠-종동자 기구의 한 응용분야로서, 캠과 롤러형 종동자는 디젤기관에서 밸브기구 또는 연료 분사펌프의 동력원으로서 사용되고 있다. 캠-롤러의 표면이 기능을 충분히 발휘할 수 없을 경우에는 직접적인 기관 고장으로 이어지므로 캠-롤러 접촉면의 안전성 평가는 디젤기관 설계자에게 중요한 문제이다. 캠-롤러 접촉면의 안전성을 평가

하기 위해서는 접촉면의 압력분포와 유막형상을 알아야 한다.

캠-롤러 접촉면에 관한 연구로서 Sui¹⁾는 디젤 기관용 연료 분사 펌프의 캠과 롤러 기구에 대하여 윤활해석과 응력해석을 수행하였다. Xuesong과 Youbai²⁾는 캠-롤러 기구와 유사한, 캠과 평면 종동자에 대하여 2차원으로 비정상 상태 탄성유체 윤활해석을 수행하였다. Matthews, Sadeghi 및 Cipra³⁾는 여러 종류의 캠 기구에 대하여 접촉점에서의 곡률 반경과 상대 미끄럼속도를 구하는 절차를 소개하였다. Matthews와 Sadeghi⁴⁾는 캠-롤러 기구에서 접촉 압력과 최소 유막 두께를 계산하였다. Lee와 Hamrock⁵⁾은 선 접촉 상태의 롤러에서 탄성유체 윤활해석을 수행하였다.

캠-롤러 접촉면에 관한 기존의 해석적 연구들은 롤러의 길이가 무한하다고 가정하여 2차원 문제로 단순화하였다. 실제 롤러의 가장자리에서는 윤활제의 측면 유출로 인하여 유막두께는 얇아지고 그에 따라 고체면의 직접 접촉 가능성이 높아진다. 고체면의 직접 접촉이 발생하면 접촉압력이 극적으로 높아지므로 롤러의 수명 단축, 표면파괴 등의 문제가 발생할 수 있다. Sugiura⁶⁾가 실시한 롤러의 피로시험에서 롤러의 파손은 주로 가장자리에서 발생하고 있으며 크라우닝반경이 커질수록 가장자리의 파손 빈도는 증가함을 보였다. 즉, 롤러 가장자리의 압력분포는 중앙에서의 압력분포와 차이가 있으며 길이방향 프로파일의 영향을 받는다고 생각할 수 있다. Dyson⁷⁾도 선접촉 상태의 기계요소의 스커핑은 모서리 효과에 매우 민감하다고 말하고 있다.

따라서 본 연구에서는 박용 디젤기관용 캠-롤러 접촉면에 대하여 모서리 효과를 고려하기 위하여 비정상상태의 3차원 탄성유체윤활 해석을 수행하여 캠-롤러 접촉면의 압력분포와 유막형상을 구하고 롤러의 내구성을 향상시킬 수 있는 롤러 프로파일의 설계 방법을 제시하고자 한다.

2. 지배방정식

캠-롤러 접촉면의 탄성유체 윤활 해석을 수행하기 위하여 다음과 같은 가정을 적용한다.

- 1) 윤활유는 등온상태이다.
- 2) 윤활면에서 윤활유의 미끄럼은 없다.
- 3) 윤활유의 판성력은 무시한다.
- 4) 윤활유의 체적력은 무시한다.
- 5) 유막 두께방향의 압력은 일정하다.
- 6) 윤활면은 반무한탄성체이다.

이 가정을 도입하고 운동량방정식과 연속방정식을 합성하면 윤활 압력의 지배방정식인 식(1)의 Reynolds방정식이 구해진다.¹⁰⁾

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\rho h(u_1 + u_2)}{2} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\rho h(v_1 + v_2)}{2} \right] + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

Fig.1에 나타낸 캠-롤러 기구에서 윤활유가 롤러의 구름방향으로만 일정속도로 유입된다면 식(1)은 다음과 같이 간략화 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\bar{u} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 12 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (2)$$

식(2)는 비정상상태의 3차원 탄성유체윤활 문제에 적용될 수 있다. 식(2)를 풀기 위하여 본 연구에서 적용한 경계조건은 다음과 같다.

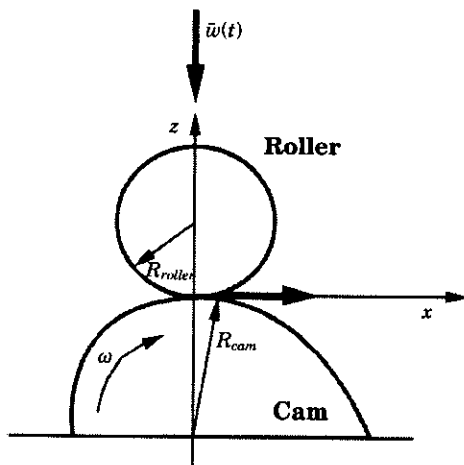


Fig. 1 Schematic of cam-roller mechanism

$$\begin{aligned} p(x_{in}, y, t) &= p(x_{out}, y, t) = 0, \forall t \\ p(x, y_a, t) &= p(x, y_b, t) = 0, \forall t \\ p(x, y, t) &> 0, \forall x_{in} < x < x_{out}, y_a < y < y_b, t \end{aligned} \quad (3)$$

식(2)로부터 구해진 압력은 다음의 하중 조건식을 만족해야 한다. 즉, 압력에 의한 합력은 외부하중과 평형을 이루어야 한다.

$$\bar{w} = \iint p dx dy \quad (4)$$

윤활제가 높은 압력을 받게 되면 점도와 밀도는 압력의 영향에 의하여 변화하게 된다. 본 연구에서는 Roelands⁹⁾가 제시한 점도-압력 관계식을 적용한다.

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{\eta_\infty}{\eta_0} \right)^{1 - (1 + \rho_0 p)^2} \quad (5)$$

$$\eta_\infty = 6.31 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$$

$$c_p = 1.96 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

윤활유의 밀도-압력 관계는 Dowson과 Higginson¹⁰⁾이 제시한 다음의 관계식을 적용한다.

$$\rho = \rho_0 \left(1 + \frac{0.6 \times 10^{-9} p}{1 + 1.7 \times 10^{-9} p} \right) \quad (6)$$

3. 수치해석

3.1 지배방정식의 차분화

다음의 무차원 변수를 식(2)에 대입하고 정리하면 식(8)과 같이 무차원화된 지배방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{R}, Y = \frac{y}{R}, H = \frac{h}{c}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0} \\ \bar{\rho} &= \frac{\rho}{\rho_0}, P = \frac{p}{E}, U = \frac{\eta_0 \bar{u}}{ER}, T = \frac{\omega t}{2\pi} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\bar{\eta}} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) \\ = K \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial X} + V \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial T} \end{aligned} \quad (8)$$

여기에서, $K = 12U \left(\frac{R}{c} \right)^2$,

$$V = 6 \frac{\omega \eta_0}{\pi E} \left(\frac{R}{c} \right)^2$$

무차원화된 지배방정식을 시간에 대해서는 후방차분을 적용하고 공간에 대해서는 중앙차분을 적용하여 차분화 시킨다.

$$\begin{aligned}
 f_{ij} = & \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i+1,j} + \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i,j} \right\} \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta X^2} \\
 & - \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i,j} + \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i-1,j} \right\} \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta X^2} \\
 & + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i,j+1} + \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i,j} \right\} \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta Y^2} \\
 & - \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i,j} + \left(\frac{\rho H^3}{\eta} \right)_{i,j-1} \right\} \frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{\Delta Y^2} \\
 & - K \frac{P_{i+1,j} H_{i+1,j} - P_{i-1,j} H_{i-1,j}}{2\Delta X} \\
 & - V \left[H_{i,j} \left(\frac{\partial \rho}{\partial P} \right)_{i,j} \frac{P_{i,j} - P_{i,j}^{n-1}}{\Delta T} + \rho_{i,j} \frac{H_{i,j} - H_{i,j}^{n-1}}{\Delta T} \right]
 \end{aligned} \tag{9}$$

여기에서 $n-1$ 은 한 단계 전의 시간 단계를 나타내는 첨자이다.

3.2. 해석절차

Fig.2에 비정상상태 탄성유체윤활의 해석절차를 나타내었다. 우선, 계산 첫 주기의 시작단계에서는 정상상태로 가정하여 윤활해석을 수행한다. 이후 단계에서는 앞 단계에서 계산된 압력분포와 유막두께를 식(9) 마지막 항의 $n-1$ 단계의 값으로 할당하여 비정상상태 탄성유체윤활해석을 수행한다. 각 계산단계에서 차분화된 지배방정식으로부터 자코비언을 구하고 Newton-Rapson 방법을 적용하여 외부하중과 평형을 이루는 압력분포를 구한다. 압력의 초기치는 외부하중에 의한 접촉 압력분포를 적용한다. 중앙에서의 유막두께 초기치 계산에는 Pan과 Hamrock^[11]이 제시한 식(10)을 이용한다.

$$H_c = 2.922 W^{-0.166} U^{0.692} G^{0.470} \tag{10}$$

두 번째 계산 주기부터는 시작단계에서도 비정상상태 해석을 수행한다. 즉, 이전 주기 마지막 단계에서 계산된 압력분포와 유막두께의 결과를 현 주기 시작 단계에서 $n-1$ 단계의 값으로 할당하면

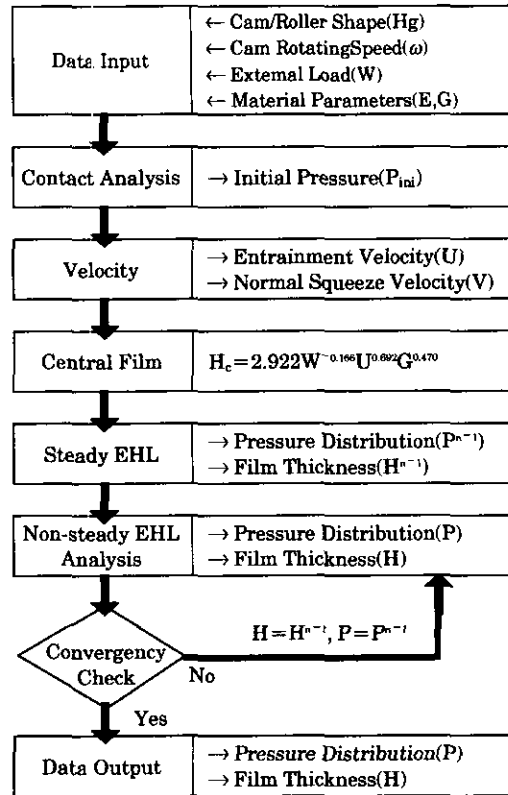


Fig. 2 Procedure for non-steady EHL analysis

비정상상태의 탄성유체윤활해석이 가능하다.

각 시간단계 내의 수렴판정은 식(11)과 같이 전후 반복계산 결과의 압력 차이를 이용하였고, 계산 주기의 수렴판정은 식(12)와 같이 현 계산주기와 이전 계산주기에서 동일 시간단계별 유막 두께 차이의 최대치를 이용하였다.

$$\frac{\sum |P_{ij}^{new\ iteration} - P_{ij}^{old\ iteration}|}{\sum |P_{ij}^{new\ iteration}|} < 1 \times 10^{-3} \tag{11}$$

$$\max \left[\frac{\sum |H_{i,j,k}^{new\ cycle} - H_{i,j,k}^{old\ cycle}|}{\sum |H_{i,j,k}^{new\ cycle}|} \right] < 1 \times 10^{-4} \tag{12}$$

3.3 해석대상 및 해석조건

박용 디젤기관 벨브기구용 캠-롤러 접촉면에 대하여 탄성유체윤활해석을 수행하였다. 물리는 기존의 더브오프(dub-off) 프로파일 롤러와 탄성유체윤활 해석결과를 이용하여 수치적으로 프로파일링한 롤러를 해석대상으로 하였다. 새로운 프로

파일링 방법은 다음과 같다. 프로파일링하지 않은 롤러에 대한 비정상상태의 탄성유체윤활 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 프로파일링 단면을 기존의 더브오프 프로파일과 비교하여 Fig.3에 나타내었다.

해석에서 물리적인 타당성을 확보하기 위하여 캠-롤러 작용하중, 윤활면의 평균속도, 윤활제 물성치 등 입력변수들의 크기는 실제 사용조건의 값을 적용하였다.

밸브기구용 캠과 롤러 사이에 작용하는 하중은 측정에 의한 실험적 방법 또는 동적 시뮬레이션을 이용하는 해석적 방법에 의해서 구할 수 있다. Fig.4에 연구 대상 기관의 밸브기구에 대하여 실험적으로 구한 각 회전속도별 푸시로드의 변형률을 도시하였다¹²⁾. 측정된 푸시로드의 변형률과 후크의 법칙에 따른 푸시로드의 탄성계수, 프와송비, 단면적 등을 고려하여 푸시로드에 작용하는 하중을 구한다. 캠과 롤러 사이에 작용하는 하중은 푸시로드 하중에 태핏 스프링의 작용력을 더하면 구할 수 있다.

연구대상 디젤기관과 같이 캠의 수직 중심선과 롤러의 상하 운동방향이 일치할 경우에 롤러와 캠의 미끄럼을 무시하면 윤활면의 평균속도는 다음

과 같이 표현된다¹³⁾.

$$\bar{u} = \omega R_{cam} \tag{13}$$

여기에서 ω 는 캠의 회전속도이고 R_{cam} 은 캠의 곡률 반경으로서 각 시간 단계별로 다른 값을 가진다. Fig.5에 캠의 정격 회전속도에 대한 각 시간 단계별 캠-롤러 작용하중과 윤활면의 평균속도를 나타내었다.

윤활유 점도는 0.07 Ns/m^2 , 윤활유의 무차원 압력-점도지수는 0.4223 , 캠-롤러의 상당탄성계수는 220 GPa 을 적용하였다. 절점 수는 구름방향으로 41개, 롤러 길이방향으로는 31개로 하였고 격자 크기는 $0.02 \text{ mm} \times 0.5 \text{ mm}$ 로 두었다. 시간 간격은 $4.63 \times 10^{-3} \text{ sec}$ 로 두었으며 이는 캠 회전각도 0.1745 rad 에 해당된다.

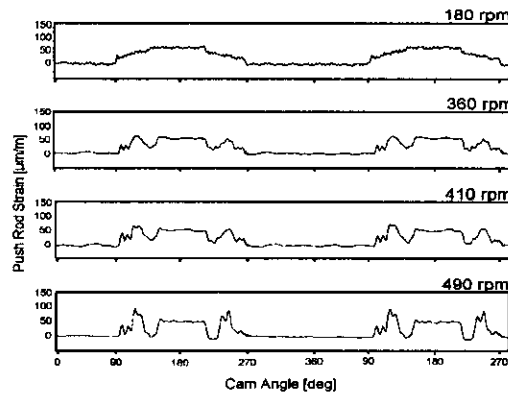


Fig. 4 Push rod strain

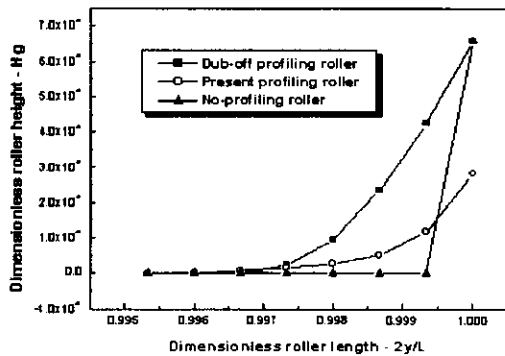


Fig. 3 Roller profiles

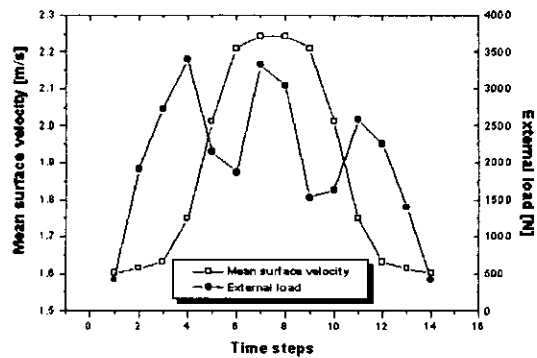


Fig. 5 External load & Mean surface velocity

4. 해석결과 및 검토

우선, 기존의 더브오프 프로파일 롤러에 대한 해석결과를 설명한다. Fig.6에 롤러 중앙에서의 시간 단계별 구름방향 압력 프로파일을 나타내었다. 작용하중이 낮은 경우에 압력분포는 유체동력학적인 경향을 보이며 구름방향으로 압력이 형성되는 영역도 좁다. 하중이 증가하면 불연속적인 압력 스파이크가 나타나며 압력형성 영역이 확대되는 것을 볼 수 있다. Fig.7의 3차원 압력분포에서 롤러 길이방향의 가장자리에 롤러 중앙부분의 압력보다 높은 불연속적인 압력이 형성되어 있다. 즉, 롤러의 중심선을 따라 길이방향으로의 압력 프로파일을 도시한 Fig.8을 보면 가장자리 부분의 압력이 상대적으로 높게 나타남을 확인할 수 있다.

Fig.9에 롤러 중앙에서의 구름방향 유막두께 프

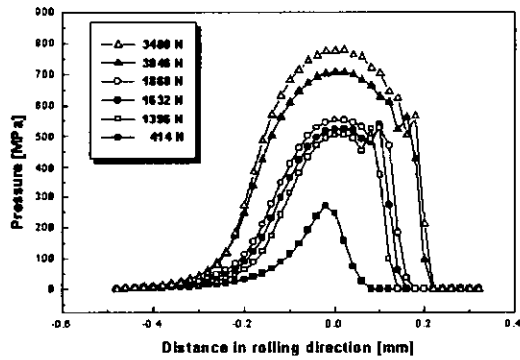


Fig. 6 Pressure profiles in rolling direction

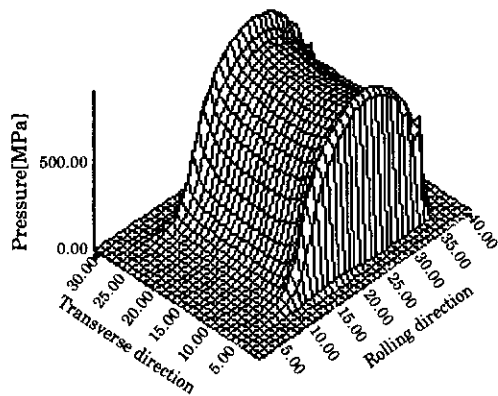


Fig. 7 3-D pressure distribution ; 3400N

로파일을 나타내었다. 전형적인 탄성유체 윤활상태의 유막두께 형상으로서 고체 윤활면의 탄성 변형에 의하여 출구에서의 유막두께가 더 작아지는 양상을 볼 수 있다. 높은 하중에 대하여 유막두께가 더 작아지는 양상을 보이고 있으나 Fig.4를 동시에 참고하면 윤활면의 평균속도가 큰 3046N (step8)의 경우에는 하중이 높아도 유막두께는 크게 나타나고 있으며 평균속도가 작은 1907N (step2)의 경우에는 하중이 상대적으로 작아도 유막두께는 작게 나타남을 알 수 있다. Fig.10에 구름방향으로의 압력 프로파일과 유막두께 프로파일의 관계를 도시하였다. 최소 유막두께 직전에 피크압력이 나타나고 있다.

새로운 프로파일의 롤러에 대한 해석결과와 전반적인 경향은 기존 프로파일 롤러와 유사하다. 즉, 롤러 중앙에서의 구름방향 압력은 하중의 증가에 따라 압력형성 영역이 확대되며 불연속적인 압력 스파이크가 나타나고 있다. 유막 프로파일도 기

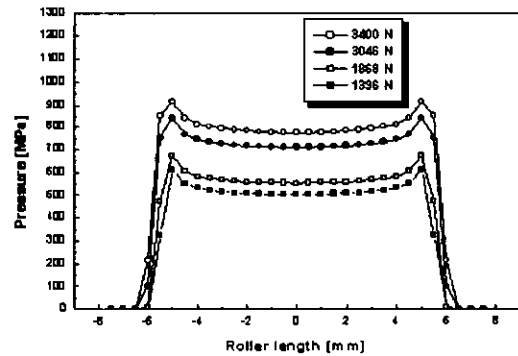


Fig. 8 Pressure profiles in transverse direction

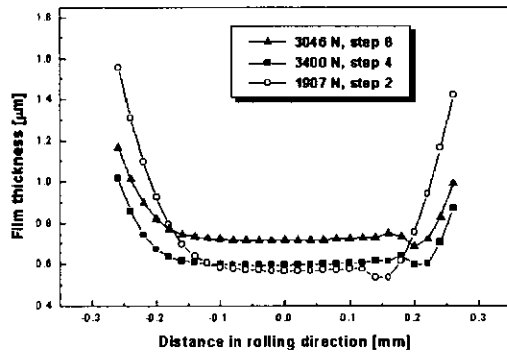


Fig. 9 Film profiles in rolling direction

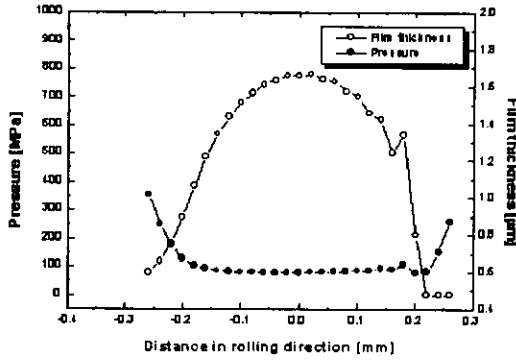


Fig.10 Film thickness and pressure profiles ; 3400N

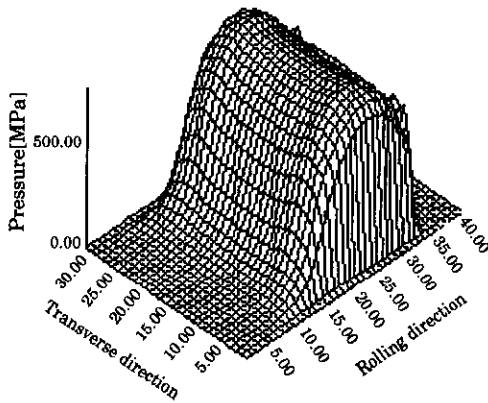


Fig.11 3-D pressure distribution ; 3400N, New profile

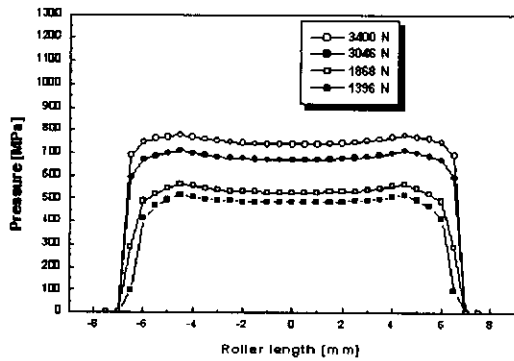


Fig.12 Pressure profiles in transverse direction; New profile

존의 롤러와 같이 출구에서의 유막두께가 더 작아지는 형상을 하고 있다. 그러나 Fig.11의 3차원 압력분포는 가장자리의 압력이 상당히 완화된 나타나고 있다. Fig.12에서 롤러의 중심선을 따라 길

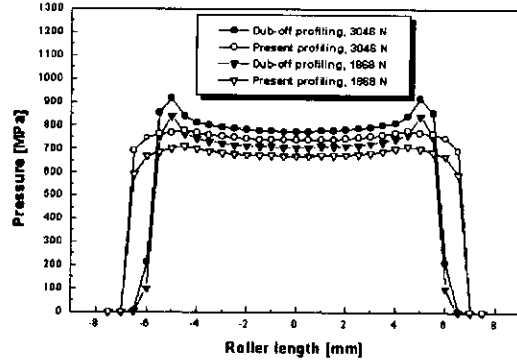


Fig.13 Pressure profiles in transverse direction

이방향으로의 압력 프로파일은 가장자리의 높은 압력이 완전히 제거되고 가장자리로 갈수록 완만하게 압력이 감소하는 형태를 보이고 있다.

Fig.13에 롤러 길이 방향의 압력프로파일을 기존의 더브오프 프로파일 롤러와 새로운 프로파일 롤러를 비교하여 나타내었다. 본 연구에서 제시한 프로파일의 롤러는 가장자리에 압력형성영역이 확대되어 있고 중앙에서의 압력도 낮게 나타나고 있다. 따라서 롤러의 내구성 향상을 기대할 수 있다.

5. 결 론

박용 디젤기관용 캠-롤러 접촉면에 대하여 비정상상태의 3차원 탄성유체윤활 해석을 수행하여 캠-롤러 접촉면의 압력분포와 유막형상을 구하였고 롤러의 내구성을 향상시킬 수 있는 프로파일의 설계 방법을 제시하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 캠-롤러 접촉면의 압력분포는 작용하중이 낮으면 유체동력학적인 경향을 보이고 하중이 증가하면 구름방향으로 롤러의 탄성변형이 커지면서 불연속적인 압력 스파이크가 나타난다.
2. 유막프로파일은 출구에서의 유막두께가 더 작아지는 형상을 하고 있으며 하중이 증가하면 유막두께는 감소하고 윤활면의 상대속도가 증가하면 유막두께는 크게 나타난다.
3. 본 연구에서 제시된 프로파일링은 국부적인 압력집중을 완화시키면서 롤러 전체에 압력

분포를 고르게 분산시키는 효과를 가져오므로 롤러의 피로수명 연장을 기대할 수 있다.

참고문헌

1. Sui, Ping C., "Lubrication and Stress Analyses of the Cam Roller System in a Distributor Fuel Injection Rotary Pump," *SAE 970640*, 1997.
2. Xuesong, Mei, and Youbai, Xie, "A Numerical Analysis of the Nonsteady EHL Process in High-Speed Rotating Engine Cam/Tappet Pairs," *Journal of Tribology*, Vol. 118, pp. 637~643, 1996.
3. Matthew, J., and Sadeghi, F., and Cipra, Raymond J., "Radius of Curvature and Entraining Velocity of Cam Follower Mechanim," *Tribology Transactions*, Vol. 39, pp. 899~907, 1996.
4. Matthew, J., and Sadeghi, F., "Kinematics and Lubrication of Camshaft Roller Follower Mechanisms," *Tribology Transactions*, Vol. 39, pp. 425~433, 1996.
5. Lee, Rong-Tsong and Hamrock, B. J. "Squeeze and Entraining Motion in Nonconformal Line Contacts. Part II -Elastohydrodynamic Lubrication," *Journal of Tribology*, Vol.111, pp.8~16, 1989.
6. Sugiura, I., and Ito, S., and Tsushima, N., and Muro, H, "Investigation of Optimum Crowning in a Line Contact Cylinder-to-Cylinder Rolling Contact Fatigue Test Rig," *Rolling contact fatigue testing of bearing steels*, ASTM special technical publication 771, 1981, pp136~149
7. Dyson, A. "Scuffing-a review," *Tribology international*, April 1975
8. Hamrock, B. J. "Fundamentals of Fluid Film Lubrication," McGRAW-HILL, 1994.
9. Roelands, C. J. A, *Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils*, Doctoral thesis, Technische Hogeschool te Delt, Netherlands, 1966.
10. Dowson, D., and Higginson, G. R., *Elastohydrodynamic Lubrication : The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication*. Pergamon, Oxford, 1966.
11. Pan, Ping and Hamrock, B. J. "Simple Formulas for Performance Parameters Used in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts," *Journal of Tribology*, Vol.111, pp.246~251, 1989.
12. 구영필, 조민현, 조용주, "박용 디젤기관의 캠-밸브 기구 하중특성," *한국박용기관학회지*, 제23권 제6호, pp. 778~784, 1999.

저 자 소 개



구영필(具永必)

1959년 2월생. 1983년 부산대학교 공과대학 기계공학과 졸업. 1995년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 2000년 부산대학교 일반대학원 기계공학과 졸업(박사). 1985년~1999년 쌍용중공업(주) 기술연구소 선임연구원. 2000년~현재 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원. 당학회 정회원.



조용주(趙鏞柱)

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