

박용디젤기관 밸브기구용 캠-롤러 사이의 탄성유체윤활해석
및 롤러 형상 수정에 관한 연구

구영필 · 강민호* · 이득우** · 조용주**

쌍용중공업주식회사 엔진기술연구소

*부산대학교 대학원 정밀기계공학과

**부산대학교 기계공학부

A Study on the Elastohydrodynamic Lubrication Analysis and the
Modification of the Roller Profile in the Cam-Roller of the Valve
Mechanism for a Marine Diesel Engine

Young-Pil Koo, Min-Ho Kang*, Deug-Woo Lee** and Yong-Joo Cho**

Engine Research Institute, SsangYong Heavy Industries Co., Ltd.

**Graduate School, Pusan National University*

***School of Mechanical Engineering, Pusan National University*

Abstract - In this study, a numerical procedure to analyze 3-dimensional unsteady elastohydrodynamic lubrication was developed. The procedure was applied to the actual cam and roller follower of the valve mechanism for a marine diesel engine. The pressure distribution between the cam and roller follower was calculated for the several cam rotating angles. The pressure spike is shown near the roller edge and it is getting higher as the external load is increased. The roller profile for reducing the pressure spike was suggested by the Hertzian contact analysis.

Key words - Elastohydrodynamic lubrication, Unsteady, 3-dimensional, Cam-roller, Roller profile

1. 서론

탄성유체윤활은 상대 운동하는 두 물체사이의 압력에 의한 윤활면의 탄성 변형량이 유막 형상에 영향을 미치는 형태의 윤활을 말하며 비교적 높은 압력에서도 윤활막이 파괴되지 않고 성공적인 윤활이 이루어지는 모

델로서 설명되어 왔다^[1]. 주어진 지배방정식을 일반적인 미분방정식의 해법에 따라 풀기만 하면, 간단하게 유체압력분포의 형상이 구해지는 유체윤활의 경우와는 달리 탄성유체윤활에서는 압력분포의 계산 과정 중에 고체 윤활면의 탄성변형도 고려해야 한다는 장애요인이 있으므로 정밀한 해를 구하는 데는

많은 어려움이 있다. 더구나, 캠과 종동자 사이의 윤활면에 작용하는 하중과 상대 미끄럼 속도는 시간의 경과에 따라 크기가 변화하므로 시간에 따른 하중과 유막 두께 변화량을 고려해야 한다.

캠과 롤러 접촉면에 대한 연구로서 Ping C. Sui는 디젤기관용 연료분사펌프의 캠과 롤러 기구에 대하여 윤활 해석과 응력 해석을 수행하였다^[2]. Mei Xuesong과 Xie Youbai는 캠-롤러 기구와 유사한, 캠과 평면 종동자에 대하여 비정상상태 탄성유체 윤활 해석을 수행하였다^[3]. Jeffrey Matthews, Farshid Sadeghi 및 Raymond J Cipra는 여러 종류의 캠 기구에 대하여 접촉점에서의 곡률 반경과 상대 미끄럼 속도를 구하는 절차를 소개하였다^[4]. Jeffrey A Matthews와 Farshid Sadeghi는 캠-롤러 기구에서 접촉 압력과 최소 유막 두께를 계산하였다^[5]. 캠-롤러 기구와 관련이 있는 연구로서 Rong-Tsong Lee와 B.J. Hamrock은 선접촉 상태의 롤러에서 탄성유체 윤활 해석을 수행하였으며 박태조는 롤러와 평판사이에서 정상상태의 3차원 탄성유체 윤활 문제를 해석하였다^[6,7].

캠과 롤러 접촉면에 대한 기존의 연구들은 2차원 문제로써 롤러의 길이가 무한하다고 가정한 것이므로 실제적이지 않으며 기존의 해석모델로서는 롤러 양 측면 가장자리에서의 압력분포와 유막 형상을 예측할 수 없다. 그러나, 롤러의 가장자리에서는 형상의 불연속에 의하여 정지상태에서 응력 집중이 발생하며 그에 따라 윤활상태에서도 바람직하지 않은 현상이 나타날 수 있으므로 이 부분에서의 압력분포와 유막 형상을 규명할 수 있는 해석 모델이 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 디젤기관 벨브기구용 캠과 롤러형 종동자 사이에서 압력분포와 유막 형상을 규명하기 위하여 3차원으로 비정상상태의 탄성유체 윤활해석을 수행하는 방법을 보이교자 한다.

2. 해석 방법

2.1 지배방정식

일반적인 롤러-롤러 기구는 등가반경을 갖는 제3의 롤러가 매끈한 무한평면 위를 운동하는 형태로 변환될 수 있으므로 정상상태의 문제로 간략화 된다. 캠-롤러 기구는 접촉점에서의 곡률 반경과 작용하중이 주기적으로 변화하므로 비정상상태의 문제이다. 즉, 캠 회전각에 따라 등가반경의 크기가 다른 롤러가 평면 위를 운동하는 경우에 해당되므로 인접하는 시간단계의 윤활막의 두께는 서로 영향을 받게되는 복잡한 양상을 띄게 된다.

본 연구에서는 캠-롤러 기구의 탄성유체 윤활 해석을 수행하기 위하여 다음과 같은 가정을 적용한다.

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

이 가정을 도입하고 운동량방정식과 연속 방정식 또는 질량보존 원리를 이용하면 유체 윤활의 지배방정식인 식(1)의 레이놀즈방정식이 구해진다.

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

윤활유가 x 방향으로만 일정속도로 유입된다면 식(1)은 식(2)와 같이 간략화 된다.

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

여기서, $u = (u_1 + u_2)/2$ 로 상대 미끄럼 속도를 의미한다.

식(2)는 3차원 비정상상태의 탄성유체 윤활 문제에 적용될 수 있다. 식(2)를 풀기 위

하여 본 연구에서 적용한 경계조건은 다음과 같다.

$$p(t, x_{in}) = 0, p(t, x_{out}) = 0$$

$$p < 0 \text{ 이면 } p = 0 \quad (3)$$

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

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

윤활제가 높은 압력을 받게 되면 점도는 압력의 영향에 의하여 변화하게 된다. 본 연구에서는 Roelands가 제시한 점도-압력 관계식을 적용한다.

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

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

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

여기서, p 는 압력, η_0 는 대기압 상태 ($p=0$)에서의 점도이고 Z 는 점도-압력 지수이다. η 및 η_0 의 단위는 $[\text{Ns/m}^2]$ 이고, 압력 p 의 단위는 $[\text{N/m}^2]$ 이다.

윤활유의 밀도-압력 관계는 Dowson과 Higginson이 제시한 다음의 관계식을 적용한다.

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

여기서, ρ_0 는 대기압 상태에서의 밀도이다.

2.2 계산 조건

2.2.1 캠-롤러 작용하중

밸브기구용 캠과 롤러 사이에 작용하는 하중은 측정에 의한 실험적 방법 또는 동적 시뮬레이션을 이용하는 해석적 방법에 의해서 구할 수 있다. Fig. 1에 연구 대상 기관의 밸브기구에 대하여 해석적으로 구한 각 회전속도별 작용하중을 도시하였다^[8].

캠의 회전속도가 낮은 경우에 밸브기구에 작용하는 하중은 캠 양정 곡선과 유사한 형태를 보이고 있으나 회전속도가 커지면 작용

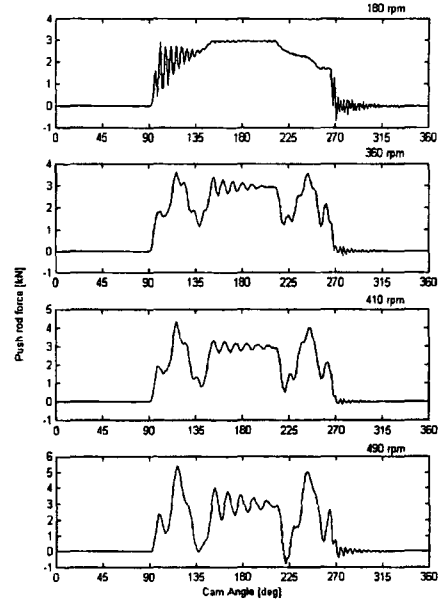


Fig. 1 Load on the Cam-Roller Follower

하중은 동적 효과를 보이게 된다. 캠의 정격 회전속도에 대한 하중선도에서 캠 회전각에 대한 하중의 크기를 구하여 비정상상태 탄성 유체 윤활 해석의 각 시간단계별 하중조건으로 이용하였다.

2.2.2 상대 미끄럼속도

한편, 연구대상 디젤기관과 같이 캠의 수직 중심선과 롤러의 상하 운동방향이 일치할 경우에 롤러와 캠의 미끄럼을 무시하면 윤활유의 상대 미끄럼속도는 다음과 같이 표현된다^[4].

$$u = \omega R_{cam} \quad (7)$$

여기에서 R_{cam} 은 캠의 곡률 반경, ω 는 캠의 회전속도이다.

2.2.3 롤러형상

롤러의 프로파일링 형상은 기존의 형상과 정적상태에서 롤러 가장자리의 응력 집중이 발생하지 않도록 수정된 형상을 각각 해석 대상으로 하였다. 수정된 프로파일링 형상을

$$\begin{aligned}
f_{i,j} = & \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i+1,j} + \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i,j} \right\} \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta X^2} - \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i,j} + \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i-1,j} \right\} \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta X^2} \\
& + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i,j+1} + \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i,j} \right\} \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta Y^2} - \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i,j} + \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \right)_{i,j-1} \right\} \frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{\Delta Y^2} \\
& - K \frac{\bar{\rho}_{i+1,j} H_{i+1,j} - \bar{\rho}_{i-1,j} H_{i-1,j}}{2\Delta X} - V \left[H_{i,j} \left(\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial P} \right)_{i,j} \frac{P_{i,j} - P_{i,j}^{n-1}}{\Delta T} + \bar{\rho}_{i,j} \frac{H_{i,j} - H_{i,j}^{n-1}}{\Delta T} \right] \quad (11)
\end{aligned}$$

구하는 절차는 다음과 같다. 먼저, 프로파일링을 하지 않은 단순 롤러에 대하여 헤르쯔 접촉해석을 수행하여 탄성 변형량과 수직압력분포를 구한다. 여기에서 가장자리의 불연속적인 압력을 제거하고 대신에 중간부분의 압력과 같은 크기의 압력으로 대체한다. 즉, 가장자리에서 피크압력이 없는 변경된 압력분포를 만든다. 다음에는 변경된 압력분포로서 헤르쯔 접촉해석을 수행하여 탄성 변형량을 계산한다. 최종적으로 기존의 롤러 형상에 기존의 탄성 변형량과 변경 후 탄성 변형량의 차이를 감하여 수정된 프로파일링 형상을 얻는다.

2.3 수치해석

2.3.1 차분화

다음의 무차원 변수를 지배방정식에 대입하고 정리하면 식(9)와 같이 무차원화된 지배방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
X = \frac{x}{R}, \quad Y = \frac{y}{R}, \quad H = \frac{h}{c}, \quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_0} \\
\bar{\rho} = \frac{\rho}{\rho_0}, \quad P = \frac{p}{E}, \quad U = \frac{\eta_0 u}{ER}, \quad T = \frac{\omega t}{2\pi} \quad (8)
\end{aligned}$$

여기서, R 은 캠의 기초원 반경, c 는 유막 두께 방향으로의 기준길이, η_0 는 대기압에서의 점도, ρ_0 는 대기압에서의 점도, E 는 상당탄성계수, ω 는 캠의 회전속도, u 는 상대 미끄럼속도이다.

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) \\
= K \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial X} + V \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial T} \quad (9)
\end{aligned}$$

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

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

지배방정식을 식(10)과 같이 표현하고 시간에 대해서는 후방차분을 적용하고 공간에 대해서는 중앙차분을 적용하여 차분화시킨다.

$$\begin{aligned}
f = \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\bar{\rho} H^3}{\eta} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) \\
- K \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial X} - V \frac{\partial(\bar{\rho} H)}{\partial T} \quad (10)
\end{aligned}$$

차분화된 지배방정식은 식(11)과 같다.

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

2.3.2. 계산절차

Table 1에 비정상상태 탄성유체운환의 계산절차를 나타내었다. 우선, 계산 첫 주기의 시작단계에서는 정상상태로 가정하여 운환해석을 수행한다. 이후 단계에서는 이전 단계에서의 압력분포와 유막 두께를 식(11)의 마지막 항의 $n-1$ 단계의 값으로 할당하여 비정상상태 탄성유체 운환 해석을 수행한다. 각 계산단계에서 차분화된 지배방정식으로부터 자코비언을 구하고 Newton-Rapson 방법을 적용하여 외부하중과 평형을 이루는 압력분포를 구한다. 압력의 초기치는 외부하중에 의한 헤르쯔 접촉압력 분포를 적용한다. 중앙에서의 초기 유막 두께는 Ping Pan 과 Hamrock이 제시한 식(12)를 적용한다^[9].

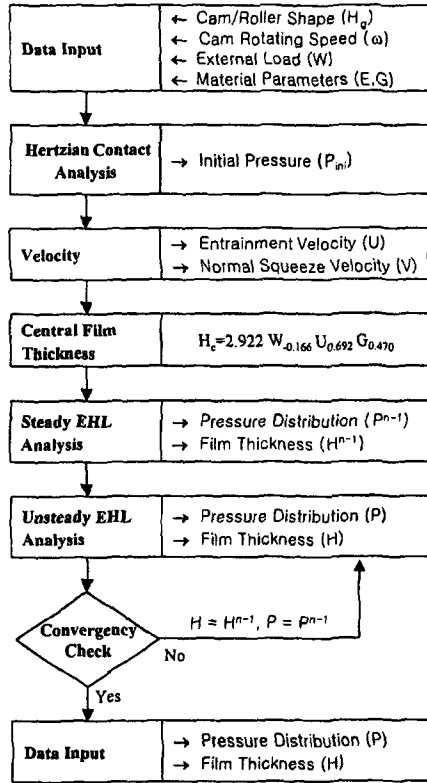
$$H_e = 2.922 W^{-0.166} U^{0.692} G^{0.470} \quad (12)$$

여기서,

$$W = \frac{q}{ER_e}, \quad U = \frac{\eta_0 u}{ER_e}, \quad G = aE$$

$$\frac{1}{R_e} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

Table 1. Procedure for Unsteady EHL Analysis



두 번째 계산 주기부터는 이전 주기 마지막 위치의 계산결과를 시작 위치에서 $n-1$ 단계의 값으로 할당하여 비정상상태 탄성유체 윤활 해석을 수행한다. 각 시간단계 내의 수렴판정기준은 현 계산단계와 이전 계산단계의 압력 차이를 이용하였고, 계산주기의 수렴판정기준은 현 계산주기와 이전 계산주기에서 각 시간단계별 압력 차이의 최대치를 이용하였다.

비정상 상태의 문제는 계산량이 많아지므로 계산시간을 단축하기 위하여 본 연구에서는 필터링 기법을 적용하였다. 즉, 압력의 초기치인 헤르쯔 압력분포를 계산할 경우에 Bosnesque 식을 응답함수로 이용하고 주파수영역에서의 필터링 기법을 적용하여 헤르쯔 압력을 계산하였고, 현 단계의 헤르쯔 압

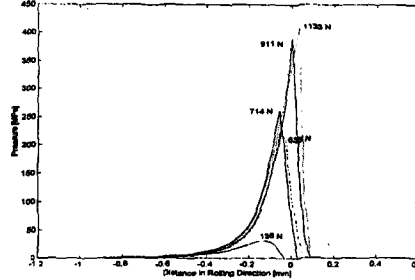


Fig. 2 Pressure Profiles for External Loads

력과 계산결과와의 압력분포로서 전달함수를 구하여 이 것을 다음 시간단계의 정밀한 압력 초기치를 추정하는 데 이용하였다^[10].

3. 해석결과 및 고찰

Fig. 2에 각 시간단계별 구름방향 압력프로파일을 통합하여 나타내었다. 작용하중이 낮은 경우에 압력분포는 유체동력학적인 경향을 보이며 구름방향으로 압력이 형성되는 영역도 좁다. 그러나 하중이 높아짐에 따라 불연속적인 압력피크가 점점 크게 나타나며 압력형성영역이 확대되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 3 - Fig. 8에 낮은 하중과 높은 하중에 대하여 3차원 압력분포, 구름방향 유막두께프로파일 및 압력 프로파일, Film Contour, 길이방향 유막두께프로파일, 길이방향 압력프로파일을 각각 나타내었다.

Fig. 3의 3차원 압력분포에서 하중이 낮으면 롤러의 최고 압력은 롤러 길이방향으로 고르게 나타나지만 하중이 높아지면 롤러 가장자리에 극적인 압력피크가 나타남을 알 수 있다. Fig. 4, Fig. 5를 비교하여 보면 하중이 낮은 경우에 압력피크는 형성되지 않으며 롤러의 단면형상도 초기의 기하학적인 형상을 유지하고 있다. 그러나, 하중이 높아지면 압력피크가 나타나며 그에 따라 롤러의 단면형상도 변형되어 출구에서 유막 두께가 다시 작아지는 양상을 보이고 있다.

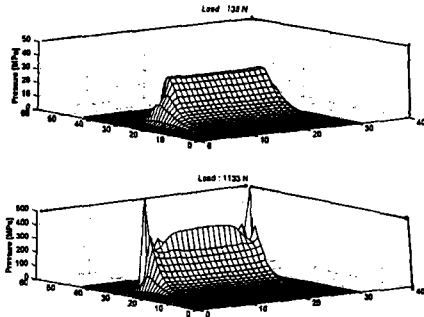


Fig. 3 3-D Pressure Distribution

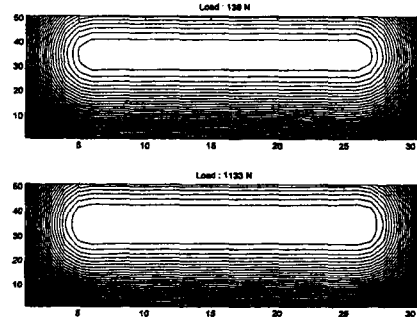


Fig. 6 Film Contour

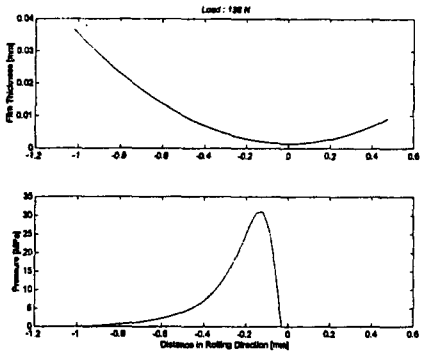


Fig. 4 Film and Pressure Profile at Low Load

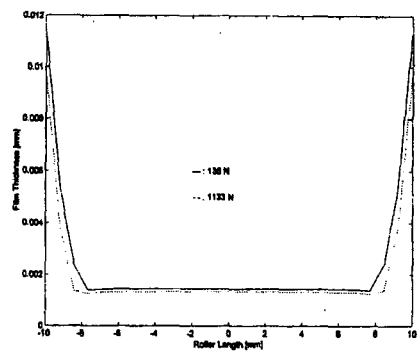


Fig. 7 Film Thickness along Roller Length

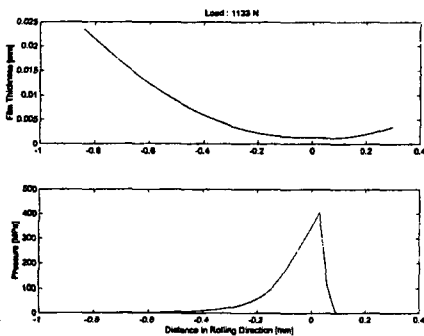


Fig. 5 Film and Pressure Profile at High Load

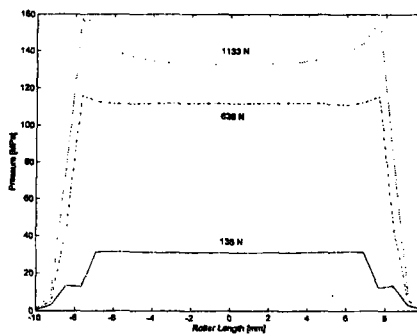


Fig. 8 Pressure Profiles along Roller Length

Fig. 6의 Film Contour에서 하중이 높아지면 롤러 가장자리의 변형폭이 넓게 나타나고 있다. Fig. 7의 길이방향 유막두께프로파일을 보면 가장자리의 유막 두께가 중간부위보다 작으며 하중이 커질수록 가장자리의 유막 두

께가 더욱 작아져서 중간부위에 비하여 더 많이 변형되어 있음을 알 수 있다. 이로 인하여 가장자리에서 압력 스파이크가 발생된다고 볼 수 있다. 즉, Fig. 8에서 길이방향으로 유막 두께의 최소위치에서 최고압력이 나

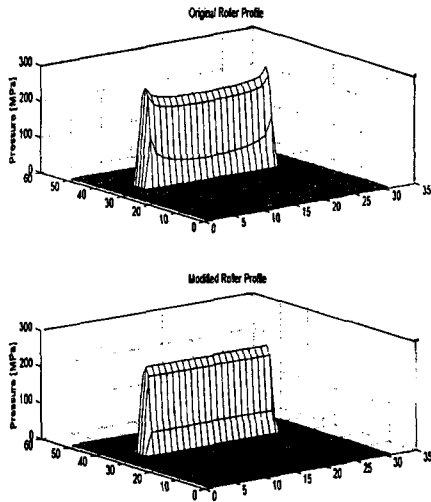


Fig. 9 Hertzian Contact Pressure for Different Roller Profile

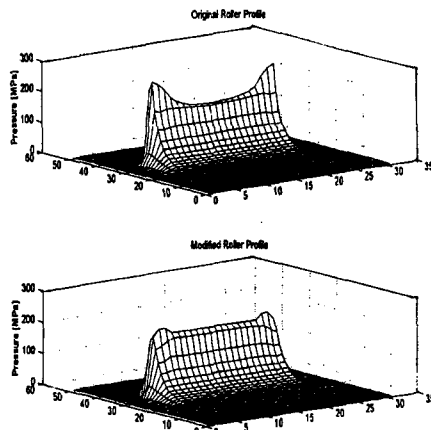


Fig. 10 3-D Pressure Distribution for Different Roller Profile

타나고 있다.

다음에는 기존의 롤러형상과 수정된 프로파일링에 대한 결과를 비교 설명한다.

Fig. 9에 동일한 작용하중에 대한 헤르쯔 접촉압력 분포를 나타내었다. 기존의 롤러에는 가장자리에 압력피크가 보이지만 수정된 프로파일링에는 압력분포가 평이하게 나타나고 있다. 각각의 경우에 대하여 탄성유체 운

활 해석을 수행한 바, Fig. 10에서와 같이 롤러 가장자리의 압력분포에 차이가 있음을 알 수 있다. 즉, 기존의 롤러형상에 비하여 수정된 프로파일링은 압력스파이크가 크게 감소되어 있다. 이렇게 수정된 프로파일링을 적용하면 롤러의 안전성을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

4. 결론

본 연구에서는 비정상상태 3차원 문제에 대하여 탄성유체 윤활 해석을 수행하는 절차를 보였다. 실제 문제인 디젤기관용 캠과 롤러 사이에 이 절차를 적용하여 탄성유체윤활 해석을 수행하므로써 2차원 모델로서는 알기 어려운 롤러 가장자리의 압력분포와 유막 형상을 규명하였다. 롤러 가장자리의 압력스파이크를 완화시키기 위하여 롤러의 프로파일링을 수정하는 방법을 제시하였다. 본 연구로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 캠-롤러 작용하중이 낮은 경우에, 발생되는 압력분포는 유체동력학적인 경향을 보인다.
- (2) 하중이 높아지면 롤러의 탄성 변형량도 커지며 그에 따라 불연속적인 압력스파이크가 나타난다.
- (3) 일반적인 롤러 형상에 대하여 최고압력은 롤러의 가장자리에서 나타난다.
- (4) 본 연구에서 수행된 윤활해석절차는 실제문제에 적용이 가능하며 롤러 프로파일링의 최적화 설계에 이용될 수 있다.

참고 문헌

- [1] Hamrock, B.J. "Fundamentals of Fluid Film Lubrication," McGRAW-HILL, 1994
- [2] Sui, Ping C., "Lubrication and Stress Analyses of the Cam Roller System in a Distributor Fuel Injection Rotary Pump," SAE 970640, 1997, pp.

- [3] Xuesong, Mei and YoubaiJohnson, Xie "A Numerical Analysis of the Nonsteady EHL Process in High-Speed Rotating Engine Cam/Tappet Pairs," *J. of Tribology*, Vol.118, 1996, pp.637-643
- [4] Matthew, Jeffery and Sadeghi, F. and Cipra, Raymond J. "Radius of Curvature and Entraining Velocity of Cam Follower Mechanim," *Tribology Transactions*, Vol.39, 1996, pp899-907
- [5] Matthew, Jeffery and Sadeghi, F. "Kinematics and Lubrication of Camshaft Roller Follower Mechanisms," *Tribology Transactions*, Vol.39, 1996, pp.425-433
- [6] Lee, Rong-Tsong and Hamrock, B.J. "Squeeze and Entraining Motion in Nonconformal Line Contacts. Part II - Elastohydrodynamic Lubrication," *J. of Tribology*, Vol.111, 1989, pp.8-16
- [7] 박태조, "3차원 탄성유체윤활 문제의 수치해석," 박사학위논문, 한국과학기술원, 1989
- [8] 구영필, 조민현, 조용주, "박용디젤기관용 캠-밸브 기구의 하중 특성," *한국박용기관학회지*, Vol.23, 1999, No.6
- [9] Pan, Ping and Hamrock, B.J. "Simple Formulas for Performance Parameters Used in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts," *J. of Tribology*, Vol.111, 1989, pp.246-251
- [10] 구영필, 조용주, "FFT를 이용한 Hertzian Contact 해석," *한국윤활학회지*, 제14권 제4호, 1998, pp.121-127