Journal of the KSTLE Vol. 24, No. 4, August 2008, pp. 196~204
The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers

200 bar 연소압을 받는 디젤엔진 피스톤 핀-보스의 유막 압력을 고려한 응력해석

이재승* · 주대헌* · 박상조* · 전상명†

호서대학교 자동차공학과, *동양피스톤(주) 연구소

Pin-Boss Stress Analysis Coupled with Oil Film Pressure of a Diesel Engine Piston Receiving 200 bar Combustion Pressure

J. S. Lee*, D. H. Joo*, S. J. Park* and Sang Myung Chun†

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University
**R&D Center, Dong Yang Piston Co., LTD.*
(Received June 15, 2008; Revised July 15, 2008; Accepted July 21, 2008)

Abstract – In this study, the pressure distributions on the oil film of piston pin bearings are found by two-dimensional lubrication analysis in order to help the optimum design of the bearings of piston pin. The lubrication analysis is carried out together with an equation related with the oil pressure-viscosity index. The oil film pressure distribution is used as an input data for pressure boundary conditions at the piston pin-boss surface. Finally, the piston pin-boss stress distribution coupled with the thermal stress is calculated, and then compared with the results of the stress analysis which is not counted with the oil film pressure boundary condition.

Key words – piston pin of full floating type, rotating motion, friction coefficient, friction torque, piston pin boss, connecting rod small end, oil film pressure, pin boss stress

1. 서 론

승용디젤엔진의 경우 배기가스규제 만족을 위해 연소개선이 필요하며 이를 위해 후처리 시스템 개발 및 연소실 내 연소를 개선하는 방법이 있다. 그러나 후처리 시스템에 의한 배기가스정화보다는 연소실 내 연소압력을 높여 연소를 개선하는 방법이 가격 면에서 유리하고, 커먼레일의 적용으로 연소 압력을 높일 수 있게 되었다. 이에 따라 내구 면에서 엔진부품의 강성을 고려한 형상 설계 변경이 필요하다. 특히 연소 압력을 직접 받는 피스톤은 피스톤 핀에 의해 연결봉에 연결되는데, 이때 힘을 받는 피스톤 핀 보스 베어링의 유막 압력이 올라가게 된다. 현재 EURO IV 배기가스규제 하에서도 최고연소압력이 160 bar 하에서 핀 보스 베어링의 유막 압력은 180 MPa 이상 까지도 올라가고 있으며, 2009년 9월에 적용이 요구되는 EURO V 배기가스규제 하에서는 최고연소압력이 180 bar 하에서 핀 보스 베어링의 유막 압력은 200 MPa 이상까지도 도달이 예상된다. 향후 2014년 9월 적용 예정인 EURO VI 배기가스규제 하에서는 그 이상의 유막 압력을 견디는 피스톤 핀 보스 개발이 요구된다.

한편, 미끄럼 표면 내 유막 압력을 측정하기 위한 압전저항형 박막압력센서가 개발되었으며, 이를 이용하여 여러 가지 형상의 피스톤 핀 보스 베어링 유막 압력을 측정하였다. 최대 연소실압력이 120 bar인 경우, 피스톤 핀 보스의 안쪽 날카로운 모서리를 가공하여 제거한 상태에 따라, 최대 유막 압력이 130~155 MPa정도 범위에 있었다. 또한 피스톤 핀 보스 중심을 기준으로 안쪽 부근에서 압력이 높게 나타났으며 바깥쪽으로 갈수록 낮게 나타났다. 또한 피스톤 핀 보스의 원주방향 압력

†주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

도 측정하였으며 위쪽을 중심으로 좌우 40° 내에서 높은 압력이 나타났으며, 최고압력은 우측에서 나타나고 있다. 이 부분에서 대부분의 하중이 걸리는 것을 알 수 있었다[1-3].

최근에 비고정식 피스톤 핀에 대해 이제까지 경계윤활이나 혼합윤활 상태로 운전된다고 알려진 바와는 달리 피스톤 핀 베어링은 본질적으로 유체윤활 상태에서 운전되나 아주 가끔 혼합윤활 모드로 운전되는 특성이 있다는 것을 보였다. 간단한 일차원 유체윤활 이론을 적용한 프로그램에 정교한 접촉모델을 추가하여 피스톤 핀의 거동을 기술하였다. 또한 피스톤 핀의 회전은 연결봉의 회전과는 다름을 이론적으로 보였다. 또한 압력-점도 지수가 피스톤 핀 속도와 관계된 주요 매개변수라는 것을 밝혔다[4].

앞으로 계속하여 디젤엔진의 연소압력이 고압화되어 가고 있으며, 따라서 고부하의 폭발압력에 견딜 수 있는 피스톤 핀 홀 부의 형상설계기술의 개발이 요구된다. 그러므로 본 연구에서는 계속 고압화 되어 가는 디젤엔진의 피스톤 핀 보스형상을 결정하기 위하여, 오일의 압력-점도 지수를 고려한 상태에서 핀 보스 베어링의 유막 압력을 계산하여, 이를 피스톤 응력해석을 위한 입력으로 사용하여 핀 보스 응력 변화를 조사하였다.

2. 이 론

2-1. 일반 거동

피스톤 핀의 거동을 조사하기 위한 피스톤-연결봉 시스템은 Fig. 1과 같다.

Fig. 1에서 점 A는 피스톤 핀 축을 나타내며, 점 M은 크랭크 핀 중심에 해당한다. 점 B는 피스톤 핀에 위치한 점이고 점 O는 메인 저어널의 중심이다. 각 α, β와 ψ는 삼각법 방위에서 양의 방향으로 움직인다고 본다. 따라서 연결봉의 각 가속도는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\ddot{\beta}=\frac{\sin\alpha(\lambda^2-1)}{(\lambda^2-(\sin\alpha)^2)^{3/2}}\dot{\alpha}^2-\frac{\cos\alpha}{\sqrt{\lambda^2-(\sin\alpha)^2}}\ddot{\alpha} \tag{1}$$

여기서 α는 크랭크 각도이고, $\lambda=L/R$이고 $L=\overline{AM}$이다.

2-2. 연결봉 소단부의 마찰계수

마찰 토크 T_{fse}를 갖는 소단부의 마찰력은 피스톤 핀

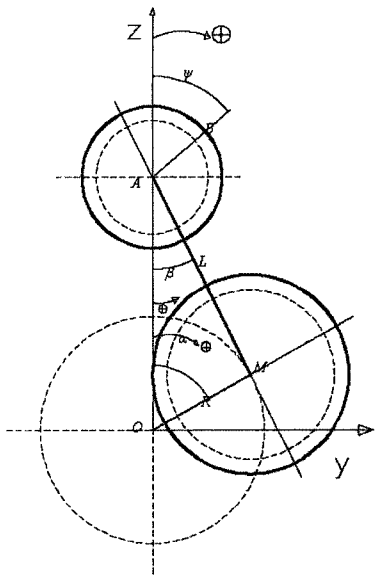


Fig. 1. Diagram of a piston-connecting rod system.

과 연결봉 소단부 사이에 적용되어 미끄럼 없이 피스톤 핀을 회전하게 한다. 이러한 가정은 다음과 같은 관계를 허락한다.

$$T_{fse}-T_{fpb}\geq|I_p\ddot{\beta}| \tag{2}$$

여기서 T_{fpb}는 두 곳의 피스톤 핀 보스에서의 마찰토크이고, I_p는 피스톤 핀의 극관성 모멘트이다.

부가적으로 순간 마찰 토크는 다음의 표현식으로 간략화되어 질 수 있다.

$$\begin{aligned}T_{fse}&=|F_{pe}(t)|\times f(t)\times D_p\\ T_{fpb}&=|F_{pe}(t)|\times 0.01\times D_p\end{aligned} \tag{3}$$

여기서 $F_{pe}(t)$는 연결봉 위에 작용하는 피스톤 핀 하중이며, D_p는 핀의 외경, $f(t)$는 핀과 소단부 사이의 마찰계수이다.

핀 보스에서의 마찰계수는 임의로 혼합윤활의 중간값 정도인 0.01이라고 가정하자. 이러한 가정은 앞으로의 결론에 영향을 미치지 않는다[4,5]. 방정식 (3)은 다음과 같이 다른 방법으로 표현할 수 있다.

$$f(t)\geq\frac{|I_p\ddot{\beta}|}{D_pF_{pe}(t)}+0.01 \tag{4}$$

한편 피스톤 핀에 작용하는 하중 $F_{pe}(t)$는 연소압력으로부터 계산하였다.

2-3. 피스톤 핀 마찰토그 및 회전

피스톤 핀의 각 위치는 Fig. 1의 좌표 시스템 내의 각도 ψ에 의해 표시된다. 핀의 동력학적 평형은 다음과 같이 된다.

$$I_p\ddot{\psi} = t_{fse}(\alpha)(\dot{\beta}-\dot{\psi}) - t_{fpb}(\alpha)\dot{\psi} \tag{5}$$

여기서 $t_{fse}(\alpha)$는 유체역학적(hydrodynamic) 전단응력(shear stress)으로부터 평가된 단위 각속도당 순간 마찰토크(instantaneous friction torques)이다.

즉 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$t_{fse}(\alpha) = \int_0^{\pi} \frac{\mu D_p^3 L_{se}}{4h(\alpha,\psi,x)} d\psi \tag{6a}$$

$$t_{fpe}(\alpha) = \int_0^{\pi} \frac{\mu D_p^3 (2L_{pb})}{4h(\alpha,\psi,x)} d\psi \tag{6b}$$

여기서 μ는 엔진오일 점도이고, L_{se}는 연결봉 소단부 폭이며, L_{pb}는 핀 보스의 한쪽 폭이다. $h(\alpha,\psi,x)$는 매 그랭크 각도에서의 유막두께를 적용하였다. 따라서 핀 보스와 연결봉 소단부에서의 토크는 각각 $t_{fse}(\dot{\beta}-\dot{\psi})$ 와 $t_{fpb}\dot{\psi}$와 같이 나타낼 수 있다.

유막두께 h는 피스톤 핀의 경사를 고려하면 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$h = c(1+\varepsilon\cos(\psi-\varphi)) \tag{7}$$

여기서 $\varepsilon(x) = \sqrt{\{\varepsilon_0^2 + 2\eta\varepsilon_0\cos(\phi-\varphi_0)+\eta^2\}}$ 이며 $\varphi(x)$

$= \varphi_0 + \arctan\left(\frac{\eta\sin(\phi-\varphi_0)/\varepsilon_0}{1+\eta\cos(\phi-\varphi_0)/\varepsilon_0}\right)$ 이고, $\eta = \beta x/c$이다. ε_0와 η_0는 ε와 η의 x=0 즉, x방향 축 중심에서의 값이다. 여기서 ϕ는 경사방향각(misaligned directional angle)으로 경사평면과 하중 벡타 방향의 축방향 평면과 이루는 각도이고, φ는 자세각(attitude angle)이고, c는 반경틈새이며, x는 축방향 좌표를 나타낸다.

일반적으로 축의 경사 정도는 경사도(degree of misalignment) D_m [6]은 다음과 같이 정의된다.

$$D_m = \eta_e/\eta_m \tag{8}$$

여기서 η_e is 베어링 양 단에서의 경사비(misalignment ratio), 즉 $\pm\delta L/2c$이고, δ는 수직경사각(vertical misalignment angle)이다. η_m은 η_e의 최대 가능한 값이다. 여기서 매 크랭크 각도에서 핀 중심의 이동량 즉 편심율은 변동계수(mobility)법[8]을 이용하여 구하였고, 이로부터 유막 두께를 구하였다. 유한 베어링에 대한 이차원 유막 압력분포는 문헌 [7,8]의 Warner-Sommerfeld 해를 적용하여 구하였다.

2-4. 압력-점도지수

압력에 따른 오일 점도의 변화를 계산하기 위하여 다음의 Roelands [9,10]식을 사용하였다. 점도는 절대 점도이다.

$$\frac{\mu}{\mu_0} = \left(\frac{\mu_\infty}{\mu_0}\right)^{1-(1+p/C_p)^{Z_1}} \tag{9}$$

여기서 $\mu_\infty = 6.31x10^{-5}$ (N·s/m^2)이고, $C_p = 1.96x10^8$ (N/m^2)이다. 그리고 $Z_1 = \frac{\xi}{5.1x10^{-9}(\ln\mu_0+9.67)}$ 이고, ξ는 무차원 압력-점도지수(pressure-viscosity index)이다. 또한 μ_0는 일정 온도에서 압력 p=0일 때의 절대 점도(cP)이다. p는 게이지압력으로 단위는 kg$_f$/cm^{2}이다.

2-5. 응력해석

피스톤의 응력해석은 상용 S/W인 ABAQUS 6.6을 사용하였으며 격자 형태는 사면체(Tetrahedron, C3D 10M)를 사용하였다. ABAQUS S/W를 사용하여 피스톤 응력해석을 하기 위한 개략적인 프로우챠트는 Fig.

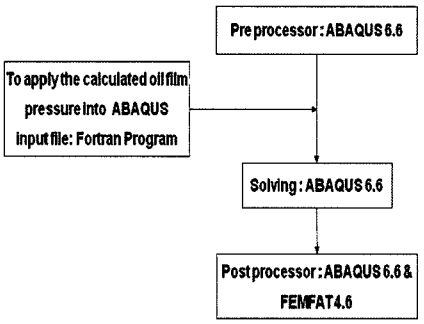


Fig. 2. Flow chart of a piston stress analysis.

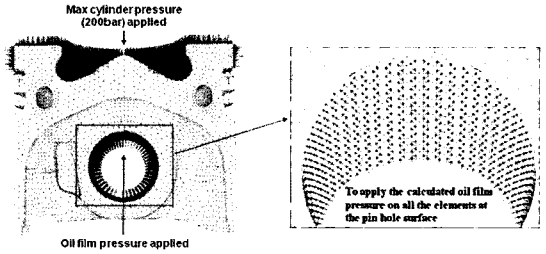


Fig. 3. Generating concept of oil film pressure input file for a piston stress analysis.

2과 같다. 한편 격자 한 변의 크기는 전반적으로 2.0 mm이나 국부적으로 1.0 mm도 사용하였다. 따라서 톱 링 그루브의 강철 보강 삽입재를 제외한 전체 알루미늄 피스톤의 격자수는 84,815개이고, 보강 삽입재의 격자수는 1,534개이었다. 또한 위의 피스톤 핀과 핀 보스에 대한 윤활해석의 결과로 얻은 오일 유막 압력을 피스톤 응력해석을 위한 입력 값으로 사용하였고, 이 입력파일을 생성하는 개념은 Fig. 3에 설명되어 있다.

3. 결 과

3-1. 엔진 제원

본 연구에 관련된 엔진의 제원은 Table 1과 같다. 엔진 최고 연소압력은 EURO VI 배기가스규제를 만족할 것으로 예상되는 200 bar에 초점을 두었으며, 또한 압력-점도지수를 고려하여 유막 압력변화에 따른 점도 변화를 계산하였다. 한편, 200 bar에 대한 계산결과를 180 bar와 150 bar에 대한 결과들과 비교하였다.

문헌 [3]의 박막압력센서를 사용하여 피스톤 핀 보스의 유막 압력을 측정한 결과에 의하면 피스톤 핀 보스의 최대 유막 압력은 축방향으로는 핀 보스 중심보다 안쪽으로 편심되어 있었으며, 원주방향으로는 수직축을 기준으로 시계방향으로 이동한 위치에 나타났다.

또한 피스톤 생산업체의 구조해석 결과로부터, 연소실압력 및 열 변형으로 인해 피스톤 핀 보스 및 핀에 변형이 있었으며, 이로부터 피스톤 핀 보스 내에서 피스톤 핀이 상대적으로 경사져 있었다. 그러나 이 경우는 구조 변형으로 인해 핀의 보스에 대한 상대경사가 설계틈새 내에서의 핀 최대경사보다도 크게 나타났으며, 또한 비선형적인 변형으로 인해 수치해석적으로 적용이 가능한 선형적인 경사도를 계산해 내기가 어려웠다.

Table 1. Diesel engine specification

Engine type	Diesel DI engine
Engine volume	1991 cc
Max. power rpm	4000 rpm
Bore diameter	83.0 mm
Half stroke	46.0 mm
Con-rod length	145.8 mm
Engine oil	SAE 5W40
Pin outer diameter	28 mm
Pin inner diameter	14.58 mm
Pin length	67 mm
Pin boss length	22.7 mm (×2)
Pin boss radial clearance	0.00575 mm
Small end length	16.5 mm
Small end radial clearance	0.01625 mm
Pin material specific gravity	7.8
Engine oil inlet temperature	135℃ @4000 rpm

따라서 본 연구에서는 핀 중심에서의 편심율과 유막 두께를 구한 후 가정한 경사도를 갖고 경사진 핀의 전체 유막 분포를 구했으며 이로부터 베어링 반력을 구하여 연소실압력으로부터 생성되는 적용하중과 같게 될 때까지 경사도를 조정해 가며 하중과 일치하는 경사도를 구하였다.

예를 들어 최고연소압력이 200 bar인 경우, 압력-점도 지수가 1.43×10^{-8}일 때, 경사도 D_m (degree of misalignment)으로 약 0.194정도였다. 이는 수직경사각 δ로는 약 0.00202도이다. 여기서 경사방향각 ϕ는 0으로 보았다.

한편, 엔진 회전수는 최고동력 회전수4000 rpm이고, 엔진 오일의 온도는 4000 rpm에서 135℃로 일정하다고 보았다. 이는 핀의 속도가 아주 적기 때문에, 회전으로 인한 베어링 내의 유막 온도의 증가가 거의 없기 때문이다.

3-2. 핀 하중 및 핀 토크

최대 연소압력이 200 bar인 경우와 180 bar와 150 bar인 경우에 대한 연소압력분포는 Fig. 4에 도시되었다. 한편, 각각의 주어진 연소실압력 하에서 계산된 적용하중은 Fig. 5에 도시되었다. 최고 연소실압력이 200

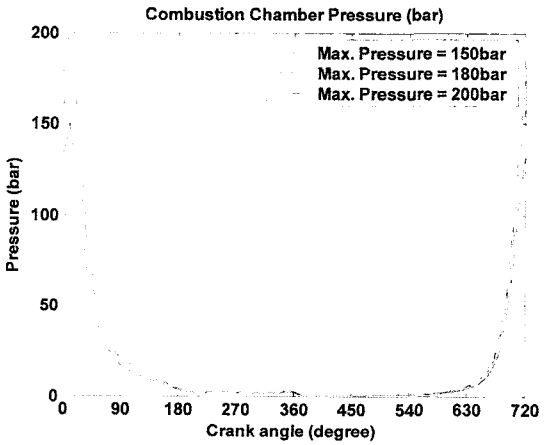


Fig. 4. Combustion chamber pressure distribution.

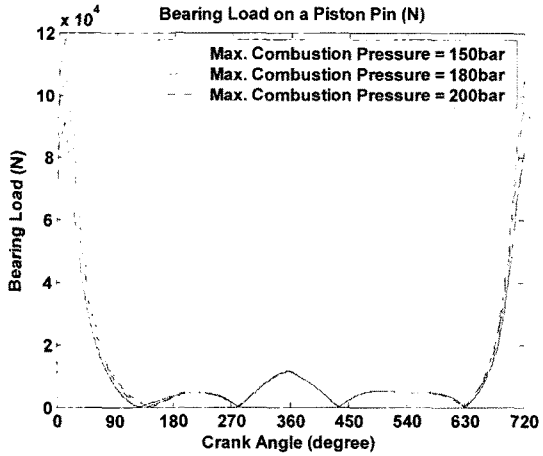


Fig. 5. Bearing load on piston pin.

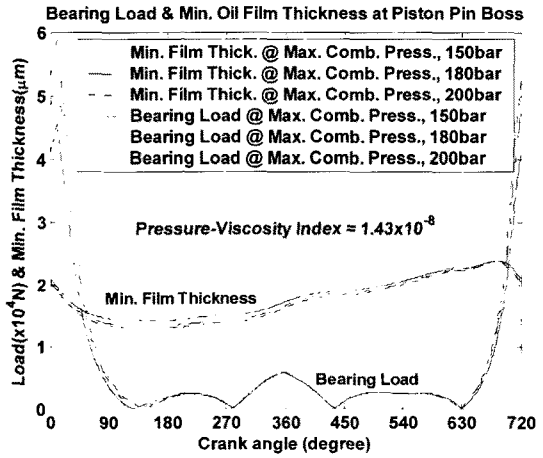


Fig. 6. Minimum film thickness at pin boss.

bar인 경우가 180 bar인 경우보다 적용하중이 최고 11 kN 더 높았고, 150 bar인 경우 보다는 27 kN 높게 나타났다.

핀 보스에서의 적용하중과 최소 유막 두께에 대해서는 Fig. 6에 도시 되었다. 폭발행정 끝 부분에서 최소 유막이 제일 작았으며, 배기행정에서부터 서서히 증가하여 흡입행정에서도 최소 유막이 계속 증가하였다. 최대 연소실압력이 150 bar, 180 bar및 200 bar일때, 압력-점도 지수를 고려할 경우는 1.416 μm, 1.348 μm 그리고 1.304 μm로 나타났다. 참고로 압력-점고 지수를 고려치 않은 경우는 각각 0.999 μm, 0.878 μm 그리고 0.811 μm로 1 μm 보다 작게 나타났다. 한편, 적용하중이 피크치를 나타내는 크랭크 각 위치(10°)보다 낮은 하중이 적용된 위치(연소행정 끝 부근)에서 유막두께

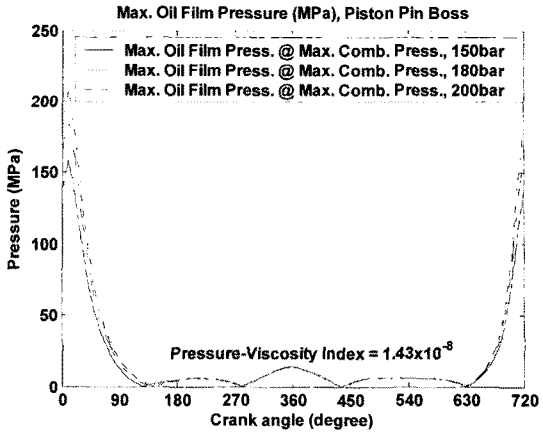


Fig. 7. Maximum oil film pressure distribution at the circumferential mid-line on a piston pin boss at every crank angle.

가 더 작게 나타났으며, 이는 Fig. 6에서와 같이 최대 하중 위치에서 유막압력이 높아서 하중을 견디는 능력이 더 향상되어 상대적으로 유막두께가 더 크게 나타났다.

이러한 최소유막두께와 관계되는 편심율은 최대 연소실압력이 150 bar, 180 bar및 200 bar일때, 압력-점도 지수를 고려한 경우에, 최대하중 위치에서는 0.659, 0.667 그리고 0.672이며, 낮은 하중 위치에서의 최대 편심율은0.754, 0.766 그리고 0.773으로, 압력-점도 지수를 고려한 경우가 더 작게 나타났다. 이러한 각 경우의 편심율은 큰값이 아니며, 설계 기준을 만족하는 값이다. 참고로 압력-점도 지수를 고려치 않은 경우, 최대하중 위치에서 각각 0.736, 0.759 그리고 0.772이고, 낮은 하중 위치에서의 최대 편심율은 0.826, 0.847 그리고 0.859이었다.

원주방향 중심선상에서 피스톤 핀 보스의 최대 유막 압력은 Fig. 7에 도시되어 있다. 최대 연소실압력이 150 bar, 180 bar및 200 bar일때, 최대 유막 압력은 크랭크 각도 10도에서 압력-점도 지수를 고려할 경우에 원주방향 중심선 상에서 158 MPa, 188 MPa 그리고 208 MPa이었다. 참고로 압력-점도 지수를 고려치 않을 겨우, 각각 181 MPa, 223 MPa 그리고 251 MPa이었다.

연결봉 소단부에서의 크랭크 각 변화에 따른 마찰계수 변화는 Fig. 8에 도시되었다. 세 가지 최대 연소실 압력에 대한 연결봉 소단부에서 마찰계수의 피크치 위치에 대한 차이는 연소행정 끝 부분에서만 뚜렷이 나타났으며, 이는 최대 연소실압력이 클수록 연소행정 끝 부분에서의 연소실압력이 조금 더 큰 값을 갖고 연장

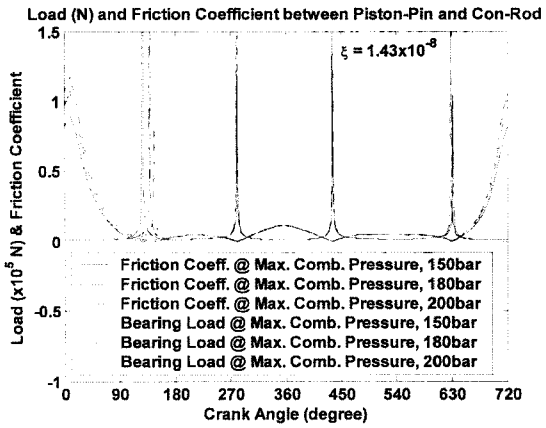


Fig. 8. Load and friction coefficient between piston pin and con-rod small end.

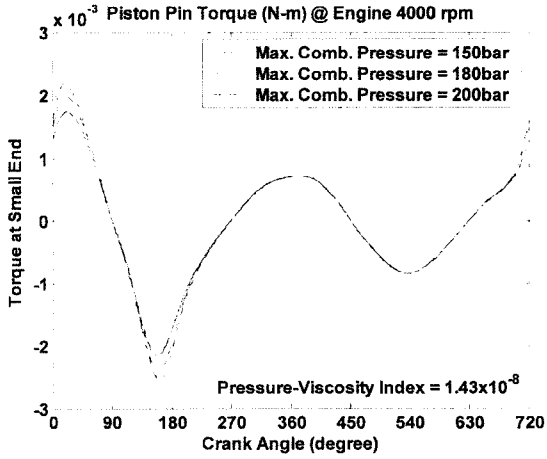


Fig. 9. Piston pin torque on con-rod small end at engine 4000 rpm.

되었기 때문이다.

이러한 적용하중 하에서 피스톤 핀과 연결봉 소단부 및 핀 보스 사이에서 일어나는 마찰토크는 Fig. 9과 Fig, 10에 각각 도시하였다.

최고 연소실압력이 클수록 연결봉 소단부에서의 마찰토크는, 최대폭발압력 부근과 연소행정 말미에서, 최고 연소실압력이 낮을 때보다 훨씬 크게 나타났다. 한편 피스톤 핀 보스에서의 마찰토크는 전체적으로 작은 값이나 최대 폭발압력 부근에서 크게 나타났으며, 크랭크 각 90°부근에서 작은 값이 나타났고 크랭크 각 270°부근에서 다시 큰 값을 나타내고 있다. 이는 압력-점도 지수의 영향으로 나타나는 현상으로 볼 수 있다.

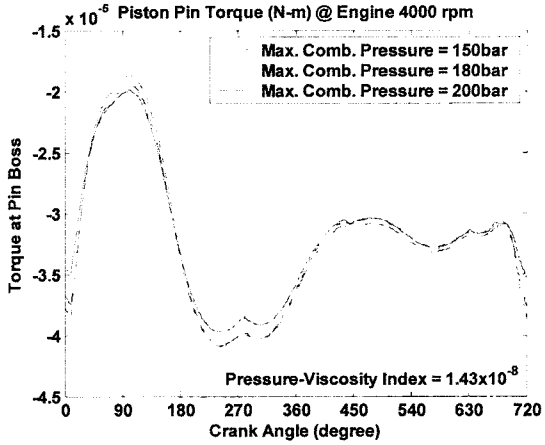


Fig. 10. Piston pin torque on pin boss at engine 4000 rpm.

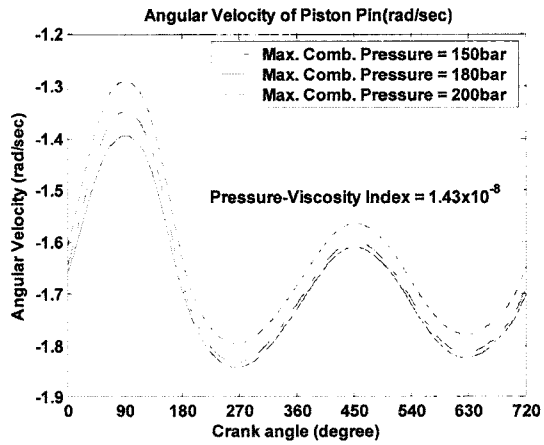


Fig. 11. Angular velocity of piston pin.

3-3. 핀 회전속도

위의 마찰토크의 차이로 인하여 나타나는 피스톤 핀의 속도는 Fig. 11에 도시되었다. 핀 은 음의 방향으로 회전하였으며, 압력-점도지수를 고려한 관계로 최대연소압력이 클수록 변화 폭이 낮게 나타났다. 즉, 압력-점도 지수를 고려한 경우에 최대연소실압력이 200 bar, 180 bar 그리고 150 bar일 때에 핀의 평균 속도는 약 1.63 rad/sec, 약1.67 rad/sec 그리고 약 1.71 rad/sec이었다. 참고로 압력-점도 지수를 고려치 않은 경우 각각의 경우에 핀의 평균 속도는 음의 방향으로 약 2.98 rad/sec, 약 2.9 rad/sec그리고 약 2.7 rad/sec로 감소함을 보였다.

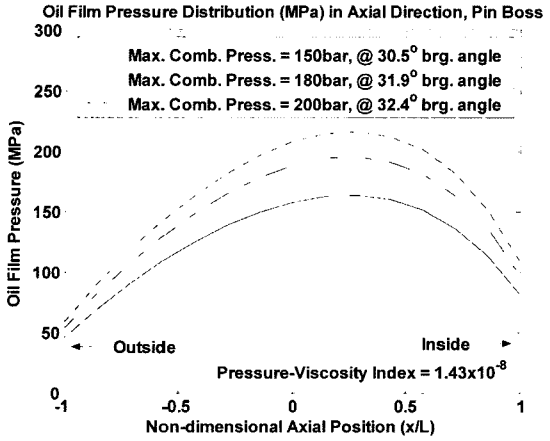


Fig. 12. Maximum oil film pressure distribution in axial direction.

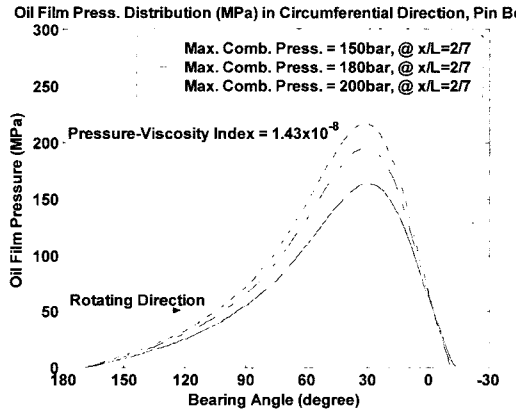


Fig. 13. Maximum oil film pressure distribution in circumferential direction.

3-4. 핀 보스의 유막압력

작용하중과 핀 경사도를 고려하여 계산된 베어링 유막 반력이 같게 되는 유막 압력분포는 Fig. 12과 Fig. 13에 도시되었다. 이는 최대 유막 압력이 발생하는 크랭크각도 10도에서의 유막 압력 분포이다. 한편 최고연소압력이 200 bar인 경우에 경사도(degree of misalignment)가 0.194정도였으며, 180 bar인 경우에 0.191 정도였고, 150 bar인 경우는 0.188이었다. 참고로 압력-점도지수를 고려치 못한 경우에 0.173, 0.171 그리고 0.168이었다.

이렇게 얻은 유막 압력의 최대값은, 압력-점도지수를 고려한 경우에는, 최고연소압력이 200 bar인 경우에 원주방향으로는 약33도에서 약216 MPa이었고, 180 bar인 경우에는 약32도에서 약195 MPa이었고, 최고연소압력

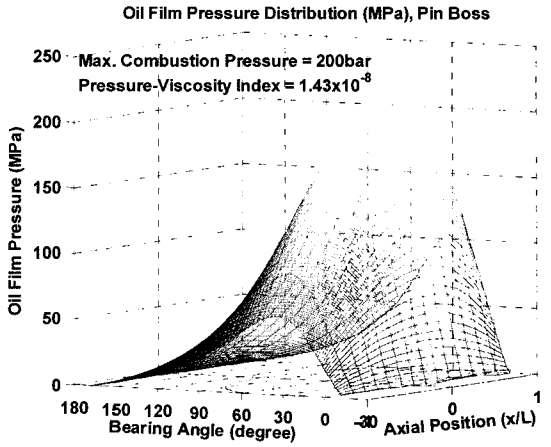


Fig. 14. Oil film pressure distribution on pin boss bearing, 200 bar.

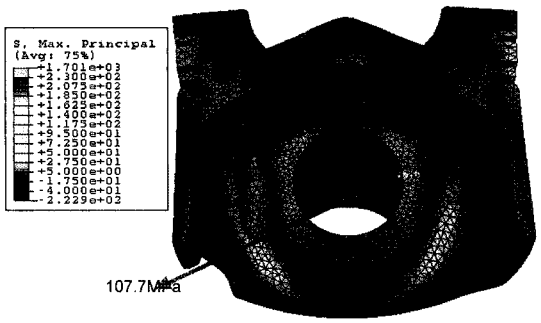
이 150 bar인 경우에 약31도에서 약163 MPa를 나타냈으며, 축 방향으로는 세 가지 경우 다 x/L 값이 +2/7 위치에서 나타났다. 참고로 압력-점도지수를 고려치 못한 경우에, 최고연소압력이 200 bar인 경우에 원주방향으로는 약54도에서 약262 MPa이었고, 180 bar인 경우에는 약52도에서 약231 MPa이었고, 최고연소압력이 150 bar인 경우에 약48도에서 약188 MPa를 나타냈으며, 축 방향으로는 세 가지 경우 다 x/L 값이 +2/7 위치에서 나타났다.

또한 압력-점도지수를 고려한 경우는 최대연소압력이 150 bar에서 180 bar로 증가하면 최대 압력의 증가는 32 MPa정도였고. 180 bar에서 200 bar로 증가하면 21 MPa 증가하였다. 참고로 압력-점도지수를 고려하지 못한 경우에는, 최대연소압력이 150 bar에서 180 bar로 증가하면 최대 압력의 증가는 43 MPa정도였고. 180 bar에서 200 bar로 증가하면 31 MPa 증가하였다.

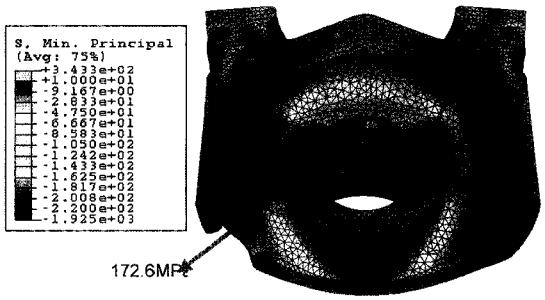
Fig. 14에서는 최대연소실압력이 200 bar일 때 압력-점도 지수를 고려할 경우의 2차원 압력분포를 도시하였다.

3-5. 핀 보스의 응력분포

피스톤의 응력분포는 Fig. 15에 도시되었으며, Fig. 15(a)는 유막 압력을 고려하지 않은 경우의 열응력이 포함된 피스톤의 최대 주응력 해석 결과로 핀 보스에서의 최대 주응력 값은 107.7 MPa(인장응력)로 그림에서와 같이 핀 보스의 우측에서 나타났다. Fig. 15(b)는 유막 압력을 고려하지 않은 경우의 열응력이 포함된 피스톤의 최소 주응력 해석결과로 핀 보스에서의 최소

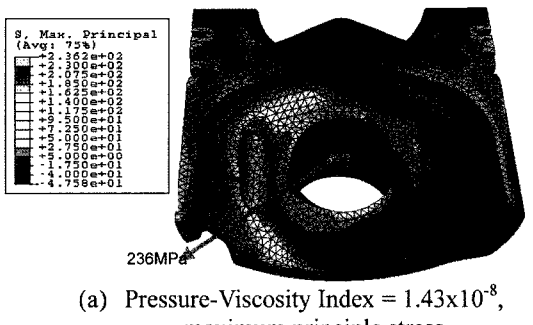


(a) maximum principle stress

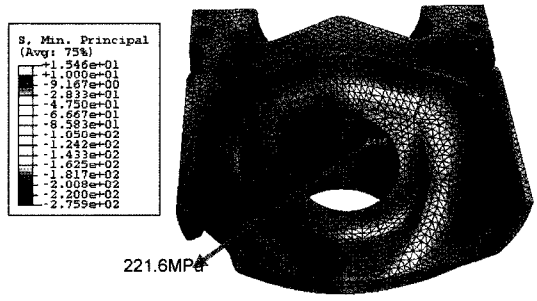


(b) minimum principal stress

Fig. 15. Stress Distribution on a Piston not counted the oil film pressure distribution.



(a) Pressure-Viscosity Index = 1.43×10^{-8}, maximum principle stress



(b) Pressure-Viscosity Index = 1.43×10^{-8}, minimum principal stress

Fig. 16. Stress Distribution on a Piston counted the oil film pressure distribution.

주응력 값은 172.6 MPa(압축응력)로 중앙 부근의 앞쪽에서 나타났다. 단, 본 응력해석은 핀 홀의 형상이 좌우방향으로 타원형 형상을 한 경우에 서 수행하였다.

압력-점도 지수를 고려한 상태에서, 작용하중과 핀 경사도를 고려하여 계산된 유막 압력분포를 고려하여 해석한 응력분포는 Fig. 16에 도시하였다. 여기서 열 변형으로부터 일어나는 응력은 기본적으로 고려되었다. 즉 Fig. 16(a)는 유막 압력을 고려한 경우의 열응력이 포함된 피스톤의 최대 주응력 해석 결과로 핀 보스에서의 최대 주응력 값은 236.0 MPa(인장응력)로 그림에서와 같이 핀 보스의 중앙에서 약간 좌측으로 치우쳐서 뒤쪽에서 나타났다. Fig. 16(b)는 유막 압력을 고려한 경우의 열응력이 포함된 피스톤의 최소 주응력 해석결과로 핀 보스에서의 최소 주응력 값은 221.6 MPa(압축응력)로 중앙 부근에서 우측으로 치우쳐서 약간 뒤쪽으로 나타났다. 단 본 응력해석 시에는 원형의 핀 홀 형상을 사용하였다. 여기서 유막압력의 영향이 잘 나타나 있는 경우가 최소 주응력 해석결과이며, 최고 유막이 나타나는 근처에서 최고의 압축응력이 나타나고 있다. 향후 새로운 핀 홀 형상을 설계 시에는 이곳과 대칭이 되는 축 선상으로 타원형을 주든지, 홈을 내든지 하는 방법을 제안할 수 있다고 본다.

4. 결 론

본 연구 결과는 다음과 같다.

1. 최대연소압력이 180 bar에서 200 bar로 20 bar증가하였을 때, 압력-점도 지수를 고려한 경우에, 피스톤 핀의 회전 속도가 음의 회전 방향으로 평균적으로 약 0.04 rad/sec 더 적게 나타났고, 최대 유막 압력도 21 MPa 정도 더 증가하였다.

2. 핀 보스의 압력분포 중 축방향 최대 압력은, 피스톤 핀의 휨 현상을 고려할 때, 핀 안쪽으로 이동한 것으로 나타났으며, 원주방향으로의 최대 압력은, 비정상 변동하중과 연결봉의 요동운동 및 핀 회전으로 인하여, 수직축 기준선보다 오른쪽으로 이동하였다.

3. 실제의 경우에 더 가깝다고 볼 수 있는 고압으로 인한 압력-점도 지수를 고려한 경우가 그렇지 않은 경우보다 유막 압력이 낮게 나타났다.

4. 피스톤 응력해석결과, 최고 유막이 나타나는 근처에서 최고의 압축응력을 보이고 있음을 알 수 있다.

후 기

"이 논문은 2007년도 대한민국 지식경제부(구 산업자원부)의 자동차기반기술개발사업의 재원으로 위탁기술개발비 지원을 받아 수행된 연구임"(과제번호 10029840)

참고 문헌

1. Y. Mihara and T. Someya, "A Study on the Measurement of Oil-film Pressure in Engine Connecting Rod Bearing and Piston Pin-Boss by Thin-film Sensor", ASIATRIB 2002 International Conference, Jeju Island, Korea, Oct. 21-24, pp. 409-410, 2002.
2. Y. Mihara, K. Sekine and T. Someya, "Study on the Development of a Thin-film Sensor for Measuring Oil-film Pressure in Engine Bearing and Piston Pin-boss", Tribology Series(Leeds), Amsterdam; Boston; Elsevier, pp. 391-402, 2003.
3. T. Someya and Y. Mihara, "Engine Tribology by Means of New Thin-Film Sensors", KSTLE 2005 Automotive Tribology International Symposium and 40th Spring Conference, Kwangju, Chosun Univ., June 16-17, Vol. 1, pp. 3-23, 2005.
4. J. L. Ligier and P. Ragot, "Piston Pin: Wear and Rotating Motion", SAE International, SAE 2005-01-1651 (SP-1964), pp. 760-768, 2005.
5. S. M. Chun, "Study on the Rotating Motion of a Piston Pin of Full Floating Type", *J. of the KSTLE*, Vol. 23, No. 3, pp. 95-102, 2007.
6. Smalley AJ, McCallion H. The effect of Journal Misalignment on Performance of a Journal Bearing under Steady Running Conditions. Proc Inst Mech Engrs(Part 3B), 181:45-54;1966-1967.
7. P. C. Warner, "Static and Dynamic Properties of Partial Journal Bearings", *J. of Basic Engineering*, Trans. ASME, Series D, Vol. 85, 1963, p 247, 1963.
8. J. F. Booker, "Dynamically Loaded Journal Bearing; Mobility Method of Solution", *J. of Basic Engineering*, Trans. ASME, Series D, Vol. 87, pp. 537-546, 1965.
9. B. J. Hamrock, Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc., pp. 57-61, 1994.
10. C. J. A. Roelands, "Correlational Aspects of the Viscosity-Temperature-Pressure Relationship of Lubricating Oils", V. R. B. Druk, Groingen, Netherlands, 1966.