〈논 문〉 SAE NO. 98370071

엔진 연결봉 베어링의 운동 궤적 해석

Analysis of Journal Locus in a Connecting Rod Bearing

조 명 래*, 정 진 영*, 한 동 철**
M. R. Cho, J. Y. Jung, D. C. Han

ABSTRACT

This paper presents the motion of dynamically loaded journal in the connecting rod bearing of reciprocating internal combustion engine. Journal motions in engine bearings have been composed of two components, which was rotational and translational motion. Early study of journal locus in engine bearing had been performed on each motion. This paper has been considered two motions simultaneously. Reynolds equation including the squeeze effect has been analyzed using the ADI method, and real engine bearing and crankshaft system has been considered to calculate the cyclic external force. The equations of journal motion have been derived and then the numerical integration of these equations are performed by 4th order Runge-Kutta method. This paper gives various journal orbits in connecting rod bearing depending on cyclic external forces, rotating speeds, and bearing parameters.

주요기술용어 : Locus(궤적), Connecting Rod Bearing(연결봉 베어링), Cyclic External Force(주기적 외부 하중), Bearing Parameters(베어링 변수)

1. 서 론

왕복동 내연 기관의 연결봉 대단부 베어링은 실린더 내의 폭발에 따른 주기적인 변동 하중을 받는 부품이다.

엔진의 설계 경향이 고속화, 고출력화됨에 따라 점점 더 가혹한 운전 조건에서 사용되고 있어서 유막의 파괴 및 마찰 손실의 증대, 심지어는 베어링의 파손 등의 심각한 문제점을 유발한다. 따라서 연결봉 대단부 베어링의 운동 궤적에 대한 해석을 통해서 최소 유막의 두께와 위치 등을 규명함으로써 유막의 파손 및 마찰 손실 등을 줄일 수 있는 베어링의 설계 및 최적의 운

* 서울대학교 터보동력기계 연구센터
** 정회원, 서울대학교 기계설계학과

전 조건을 선정할 수 있다.

변동 하중을 받는 엔진의 연결봉 대단부 베어링의 운동 궤적에 대한 해석 방법은 크게 두 가지로 구분된다. Ott[1], Hahn[2], Butenschön[3] 등에 의해 개발된 So_D, So_V 법과 Booker[4]에 의해 개발된 Mobility법이 있다. 두 방법 모두 개념적으로는 베어링 내부에 형성되는 유막의 압력은 저어널의 회전에 의한 요인과 스퀴즈 효과에 의한 요인의 합이라는 가정 하에서 성립되었다. 즉 유막 내의 압력 분포를 계산하는 과정에서 앞선 두 방법은 순수 회전 및 병진 운동에 의한 경우를 독립적으로 계산하여, 이들의 합이 외력과 평형을 이룬다는 가정 하에서 저어널의 운동 궤적을 해석하였다.

그러나 두 방법은 유막 압력 해석시 저어널의 운동을 독립적으로 고려함으로써 실제 유막에서 발생되는 압력 및 압력 형성각에 대한 평가가 어렵다는 단점이 있고, 특히 Mobility법의 경우 무한 소폭 이론을 적용함으로써 베어링에서의 B/D 변화를 충분히 고려하지 못하고 높은 편심률에서는 부정확하다는 단점이 있다.[5] 따라서 본 연구에서는 유한 폭 베어링에 대해 저어널의 회전 및 스퀴즈 효과를 동시에 고려한 레이놀즈 방정식에 대한 해석을 통해 실제의 경우에 근접한 유막 압력을 구하고 이를 토대로 실제 엔진의 하중이 작용할 때 연결봉 베어링 틈새 내에서의 저어널의 회전 운동 궤적을 구하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 연결봉 베어링에 작용하는 하중 해석

엔진 연결봉 베어링에서의 하중은 실린더 내의 폭발력, 연결봉과 크랭크샤프트의 회전 관성력 등에 의해 발생한다. 이러한 하중은 피스톤과 연결봉, 그리고 크랭크샤프트 사이의 동력학적 관계에 의해 구할 수 있다. Fig.1에는 연결봉 베어링에 작용하는 하중을 해석하기 위한 해석 모델의 개략도를 나타내었다.

피스톤 부에 대한 하중 평형식은 다음과 같이 표현된다. 피스톤 링에 의한 마찰력은 무시한다.

$$\sum F_y = M_t \frac{d^2y}{dt^2} = F_{ppy} - F_p \tag{1}$$

$$\sum F_x = F_{ppx} + F_{wall} = 0 \tag{2}$$

여기서 피스톤의 수직 방향 가속도는 피스톤과 연결봉의 위치 관계에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d^2y}{d^2t} = -r_s\omega_j^2\cos\theta - L\omega_b^2\cos\alpha - L\alpha_b\sin\alpha \tag{3}$$

연결봉에 대한 하중 평형식은 다음과 같다.

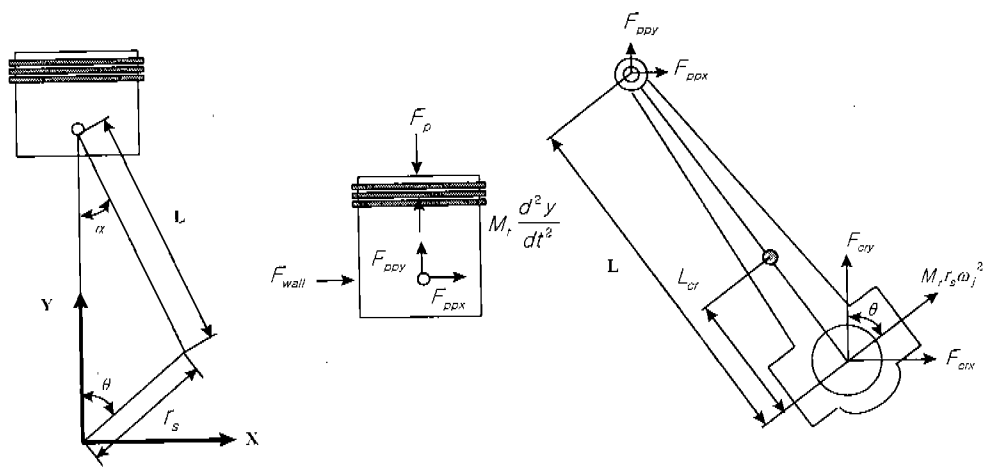


Fig.1 Schematic diagram of piston-connecting rod system

$$\sum F_y = M_r r_s \omega_j^2 \cos\theta + F_{cry} - F_{bby} = 0 \quad (4)$$

$$\sum F_x = M_r r_s \omega_j^2 \sin\theta + F_{crx} - F_{bbx} = 0 \quad (5)$$

Table 1에는 해석에 사용된 엔진의 주요 사양을 나타내었고 Fig.2에는 본 해석에 사용된 실린더 내의 폭발 압력의 변화를 크랭크 각도에 대해 나타내었다.

2.2 저어널 운동 궤적 해석

Fig.3에서는 저어널의 운동 궤적 해석을 위한 좌표계를 나타내었다. 해석상의 편의를 위해 베어링은 변형이 없는 강체의 진원형 베어링이라 가정한다.

비압축성 유체의 윤활에 관한 지배 방정식인 레이놀즈 방정식의 무차원식은 다음과 같다.

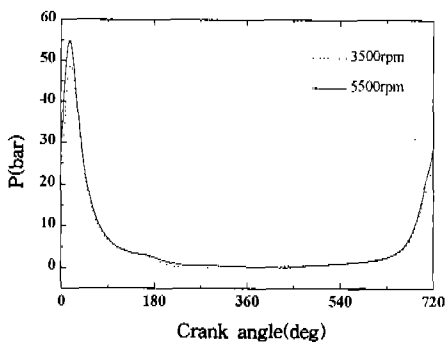


Fig.2 Pressure distribution in a cylinder

Table 1 Specification of engine

Engine/Maker	A-Eng/HMC
Piston Bore(mm)× Stroke(mm)	75.5×83.5
Con-Rod Bearing Width(mm)×Dia(mm)	17.5×45
Con-Rod Mass× Length(kg×mm)	0.51×131
Piston Mass(kg)	0.357
Bearing Clearance(μm)	24
Oil Viscosity(cP)	6.26

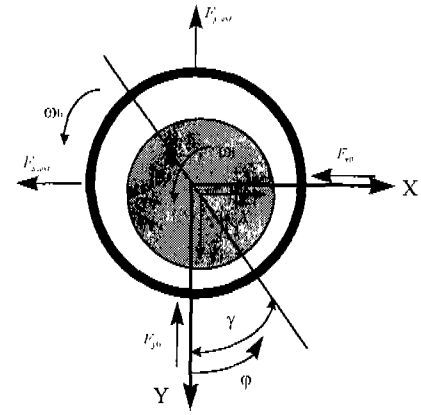


Fig.3 Geometry of journal bearing

$$\frac{\partial}{\partial\psi}\left(\frac{H^3}{\eta^*}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\psi}\right)+\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left(\frac{H^3}{\eta^*}\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right) = 6\left(1+\frac{\omega_b}{\omega_j}\right)\frac{\partial H}{\partial\psi}+12\frac{\partial H}{\partial\tau} \quad (6)$$

식(6)의 오른쪽 첫 항은 순수 회전에 의한 효과를 나타내고 둘째 항은 스퀴즈 효과를 나타낸다.

무차원화된 레이놀즈 방정식을 해석함에 있어 항의 수를 줄이고 수렴성을 높이기 위해 무차원 압력 $\bar{p}$ 를 다음과 같이 변환한다.

$$u = \frac{\bar{p}\cdot H^{3/2}}{\eta^{*1/2}} \quad (7)$$

식(7)을 식(6)에 대입하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial\psi^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial\bar{z}^2}-\sigma u = -r \quad (8)$$

여기서 σ, r 은 다음과 같다.

$$r = -6\left(1+\frac{\omega_b}{\omega_j}\right)\frac{\partial H}{\partial\psi}\Big/\left(\frac{H^3}{\eta^*}\right)^{1/2} - 12\frac{\partial H}{\partial\tau}\Big/\left(\frac{H^3}{\eta^*}\right)^{1/2}$$

$$\sigma = \frac{3}{4}\left(\frac{1}{H}\frac{\partial H}{\partial\psi}-\frac{1}{\eta^*}\frac{\partial\eta^*}{\partial\psi}\right)^2$$

$$+\frac{3}{2H}\frac{\partial^2 H}{\partial\psi^2}-\frac{1}{2\eta^*}\frac{\partial^2\eta^*}{\partial\psi^2}$$

식(8)을 유한 차분화한 다음 나타나는 선형 연립 방정식의 해는 수렴성이 높고 계산 속도가 빠른 ADI(Alternating Direction Implicit) 방법[6,7]에 의한 반복 계산에 의해 구한다. 베어링의 유막 압력을 베어링의 폭 및 원주 방향으로 적분함으로서 베어링의 반력을 구할 수 있다. 무차원 반력은 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{F_{x0}}=\frac{1}{4B/D}\int_{\phi_0}^{\phi}\int_{-B/D}^{B/D}\bar{p}\sin\phi\ d\bar{z}\ d\phi \qquad (9)$$

$$\overline{F_{y0}}=\frac{1}{4B/D}\int_{\phi_0}^{\phi}\int_{-B/D}^{B/D}\bar{p}\cos\phi\ d\bar{z}\ d\phi \qquad (10)$$

베어링 내에서 회전하는 축의 운동에 관한 지배 방정식은 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$\begin{aligned}\ddot{\bar{X}}_j&=(-F_{x,ext}-\overline{F_{x0}}/Q)/M\\ \ddot{\bar{Y}}_j&=(-F_{y,ext}-\overline{F_{y0}}/Q+m_jg)/M\end{aligned} \qquad (11)$$

식(9)는 4차의 Runge-Kutta법을 이용하여 시간 적분을 수행함으로써 저어널의 회전에 따른 베어링 내의 운동 궤적을 구할 수 있다.

3. 해석 결과

Fig.4에는 크랭크축이 3,500rpm으로 회전할 때 연결봉 베어링에 작용하는 하중에 대한 해석 결과를 나타내었다. 폭발 행정 구간에서 최대 하중이 발생함을 알 수 있다.

Fig.5에는 Fig.4의 하중이 작용할 때 엔진의 연결봉 베어링에서의 저어널의 운동 궤적에 대한 해석 결과를 Mobility법을 통한 해석 결과와 비교하여 나타내었다.

전체적인 궤적의 형상에서 거의 유사한 경향을 나타내고 있으나 크랭크 각도에 따른 축 중심의 편심 위치 및 최소 유막 발생 위치 등에서

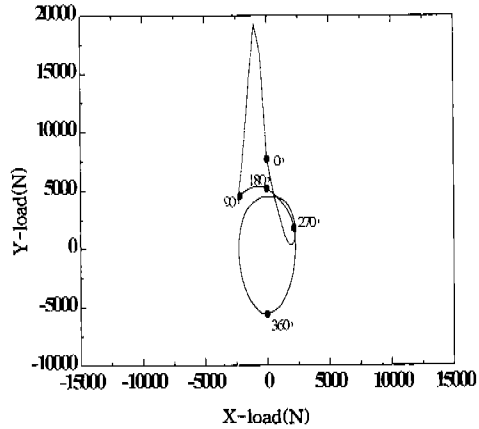
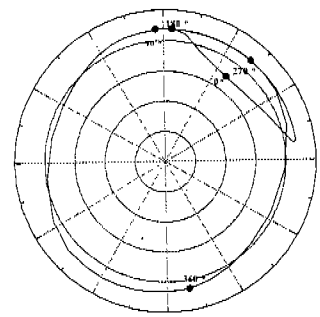
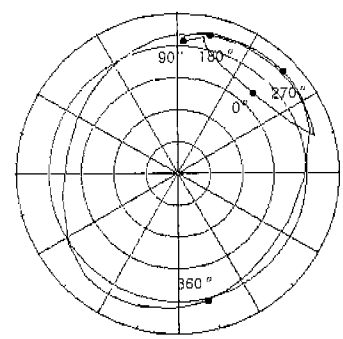


Fig.4 Load diagram at 3,500rpm



(a) Full method



(b) Mobility method

Fig.5 Journal locus at 3,500rpm(B/D=0.39, C/R= 1.067×10^{-3})

차이를 보이고 있는데,. Table 2에는 Mobility 법과 본 연구의 해석법에 의한 최소 유막 두께와 발생 위치를 비교하여 나타내었다. 기존의 해석법에 비해 최소 유막이 다소 크게 예측되었고,

Table 2 Comparative result of min. film thickness and journal attitude angle

RPM \ Method		Mobility	This paper
3,500	MOFT(μm)	2.12	2.51
	Journal angle(deg)	231.74	221.85
5,500	MOFT	1.66	1.95
	Journal angle	224.78	215.02

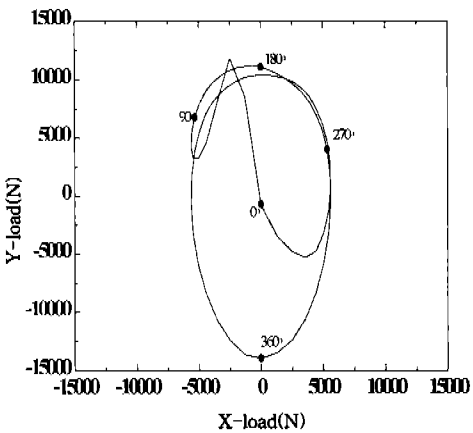


Fig.6 Load diagram at 5,500rpm

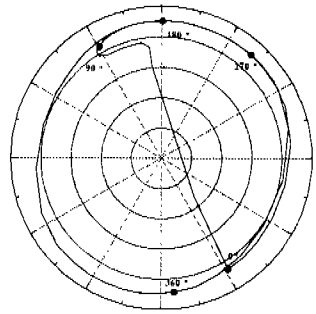


Fig.7 Journal Locus at 5,500rpm(B/D=0.39, C/R= 1.067×10^{-3})

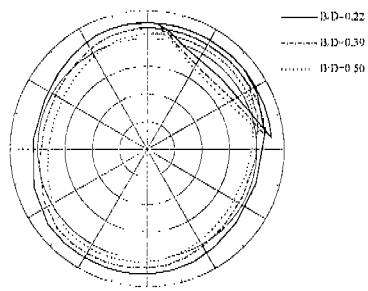


Fig.8 Journal locus with B/D ratio(3,500rpm, C/R= 1.067×10^{-3})

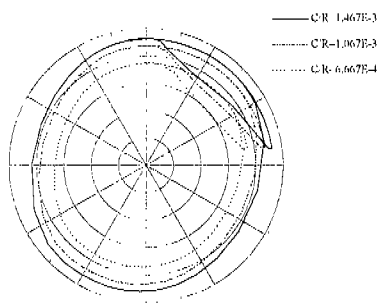


Fig.9 Journal locus with C/R ratio(3500rpm, B/D=0.39)

발생 위치 역시 앞당겨지고 있음을 알 수 있다.

이러한 차이는 Mobility법에서, 저어널의 회전 및 스퀴즈 효과에 의한 유막 압력을 독립적으로 계산할 때 적용한 압력 계산 영역과 본 연구에서 회전 및 스퀴즈 효과를 동시에 고려한 유막 압력 계산 영역의 차이 및 경계 조건의 차이, 그리고 원주 방향 압력 구배를 무시함으로써 발생하는 유막 반력의 차이에 기인한 것으로 생각된다.

Fig.6에는 저어널이 5,500rpm으로 회전할 때의 연결봉 베어링에 작용하는 하중 선도를 나타내었다. 3,500rpm보다 최대 하중의 크기가 감소함을 알 수 있고 폭발력보다는 오히려 관성력이 지배적임을 알 수 있다.

Fig.7에는 5,500rpm일 때의 저어널 운동 궤적에 대한 해석 결과를 나타내었다. 하중 변화에 따라 운동 궤적이 달라짐을 알 수 있고 최소 유막이 감소함을 알 수 있다. 또한 회전 속도에 관계없이 베어링 우측 상부에서 최소 유막부가 형성됨을 알 수 있다.

Fig.8에는 베어링 설계 변수 중의 하나인 베어링 폭과 직경비, 즉 B/D에 따른 운동 궤적의

해석 결과를 나타내었다. B/D가 클수록 베어링의 하중 지지 용량이 커지게 된다. 따라서 베어링의 폭이 커질수록 전체적인 궤적의 형상은 줄어들고 최소 유막의 크기가 커짐을 알 수 있다.

Fig.9에는 베어링의 반경 대 틈새비에 따른 운동 궤적에 대한 해석 결과를 나타내었다. 베어링의 C/R이 커질수록 편심률은 상대적으로 증가하여 최소 유막이 감소하는 경향을 보여준다.

4. 결 론

엔진 연결봉 대단부 베어링에서 저어널의 중심 운동 궤적을 해석함에 있어서, 기존의 해석 방법인 So_D, So_V 법 및 Mobility법에서 발생한 계산 영역 및 경계 조건 문제와 베어링의 원주 방향 압력 구배를 무시함으로써 발생하는 문제를 해결하기 위해서 저어널의 회전 및 스퀴즈 효과를 동시에 고려한 유한 폭 베어링을 대상으로 레이놀즈 방정식에 대한 해석을 수행하고 이를 토대로 저어널의 운동 궤적에 대한 해석을 수행하였다. 운동 궤적에 대한 해석 결과, 기존의 방법에 의한 해석 결과와 유사한 경향을 나타내었으나 베어링 내 저어널의 편심 위치 및 최소 유막 위치 등에서 다소 차이가 있음을 발견하였다.

대단부 베어링에 작용하는 외력을 계산함에 있어 커넥팅로드와 크랭크샤프트의 운동학적 관계를 고려하였다.

연결봉 베어링에서의 운동 궤적은 회전 속도에 따른 하중의 변화에 따라 민감하게 변함을 알 수 있었고 회전 속도에 관계없이 베어링 우측 상부에서 최소 유막이 형성됨을 확인할 수 있었으며, 베어링의 주요 설계 변수인 B/D, C/R의 변화에 따라 최소 유막의 크기가 영향을 받음을 알 수 있었다.

이상의 연구를 통해 좀 더 실제의 경우에 가까운 엔진 연결봉 베어링에서의 운동 궤적과 최소 유막에 대한 고찰 및 베어링 설계에 이용이 가능할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 서울 대학교 터보 동력기계 연구센터를 통한 과학 재단 우수 연구 센터 지원금과 유동해석 기술개발(G7 project) 연구 과제의 지원으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. H. H. Ott, "Zylindrische Gleitlager bei instationärer Belastung", Diss. ETH Zürich, 1948.
2. H. W. Hahn, "Das zylindrische Gleitlager Breite unter zeitlich veränderlicher Belastung", Diss. Universität Karlsruhe, 1957.
3. H. J. Butenschön, "Das hydrodynam- ische, zylindrisch Gleitlager endlicher Breite unter instationärer", Diss. Universität Karlsruhe, 1976.
4. J. F. Booker, "Dynamically-Loaded Journal Bearings :Numerical Application of the Mobility Method", ASME Journal of Lubrication Technology, pp.168~176, 1971.
5. C. M. Taylor, "Engine Tribology", pp. 107, Elsevier, 1993.
6. J. Glienicke, D. C. Han, M. Leonhard, "Practical Determination and use of Bearing Dynamic Coefficients", Tribology International, 1980.
7. D. C. Han, "Theoretische Ermittlung der Kennlinien und Stabilitäts- eigenschaften hochtouriger Hybridla- rer", Fortschritt-Ber. VDI Zeits. Reihe 1 Nr. 106, 1983.

부 록

So_D : 순수 회전 운동시 부하 용량

So_V : 순수 병진 운동시 부하 용량

M_t : $M_{cr}\left(1-\frac{L_{cr}}{L}\right)\Big/L+M_p+M_{pp}$

M_r : $M_{cr}\left(\frac{L_{cr}}{L}\right)\Big/L$

M_p : 피스톤 질량

M_{cr} : 연결봉 질량

M_{pp} : 피스톤 핀 질량

L : 연결봉 길이

L_{cr} : 연결봉 대단부 중심에서 연결봉 무게 중심까지의 길이

r_s : 크랭크 반경

θ : 크랭크 각도

α : 연결봉 소단부 회전각도

α_b : 연결봉 각가속도

F_p : 실린더 폭발 하중

F_{ppx}, F_{ppy} : 피스톤 핀 하중

F_{wall} : 피스톤 스러스트 하중

$\phi, \overline{z}$: 원주 방향과 베어링 폭방향 무차원 베어링 좌표

F_{crx}, F_{cry} : 연결봉 대단부 베어링에 작용하는 하중

η^* : 무차원 점도 $\left(\frac{\eta}{\eta_0}\right)$

H : 무차원 틈새 높이 $\left(\frac{h}{C}\right)$

$\overline{p}$: 무차원 유막 압력 $\left(\frac{p\Psi_m^2}{\eta_0\omega_j}\right)$

τ : 무차원 시간($\omega_j t$)

$\overline{F_{x0}}, \overline{F_{y0}}$: 무차원 베어링 반력

$F_{x,ext}, F_{y,ext}$: 외부 가진력

M : $m_j C\omega_j^2$

Q : $\frac{\Psi_m}{BD\eta_0\omega}$

$\overline{X_j}, \overline{Y_j}$: 무차원 축 중심 가속도

m_j : 축 질량

g : 중력 가속도

Ψ_m : $\frac{C}{R}$

C : 베어링 틈새

R : 베어링 반경(D/2)

B : 베어링 폭

ω_j : 크랭크샤프트 회전 각속도

ω_b : 연결봉 베어링 회전 각속도

D : 베어링 직경

γ : 자세각

MOFT : 최소 유막 두께