

크랭크 핀의 질량관성을 고려한 엔진 베어링의 틈새 거동 연구

장 시 열[†]

국민대학교 기계자동차공학부

Study on the Dynamic Behaviors of Engine Bearing with the Inertia Effect of Crank Pin Journal

Siyoul Jang[†]

School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University

Abstract – Investigation of the mass effect on the journal traces in the clearance of engine bearing has been performed for better design of mass distribution of crank system components such as crank pin, piston, con-rod, balance weight, crank throw weight, etc. as well as for better oil reaction behaviors to the applied forces from the cylinder pressures on the bearing. In this preliminary study, crank pin traces in the engine bearing clearance are computed by varying the equivalent magnitude of crank pin mass that includes the masses of crank pin, piston, con-rod, etc., while most previous studies regarding journal traces in the bearing clearance neglect the inertia effects of crank pin mass. Although the inertia effect of pin mass is negligibly small compared to viscous force by π bearing theory, it is found that it gives a great amount of influences on the journal traces in full bearing computation (2π bearing theory) under the dynamic loading conditions.

Key words – inertia effect, engine bearing, clearance movement, film pressure map, mobility map.

1. 서 론

지금까지 엔진 베어링 틈새 내에서의 크랭크 핀의 거동 특성 연구 방법으로는 Booker[1]에 의한 모빌리티 지도를 (mobility map) 이용한 크랭크 핀 궤적 연구 방법이 주로 사용되어 왔다. 모빌리티 지도는 회전 방향과 편심 방향으로의 각각의 하중 지지력을 데이터 베이스화 한 것인데 회전방향과 편심 방향으로의 가속도 성분은 고려하지 않고 있다. 이것은 half bearing (π film) 이론에서 점성 지지력이 질량 관성력에 의한 영향보다 크게 나타나는 해석결과에 비롯한 것으로, 지금까지 많은 연구에서 이러한 점이 충분한 결과분석 없이 외부 하중과 유막 압력의 평형 관계식만을 고려하여 수행되어 왔다.

그러나 최근의 엔진 개발 방향은 향상된 가속 성능

을 위하여 부품의 강성을 고려한 엔진 부품의 질량 분배의 효과적 구성이 필요하게 되었다. 효율적 질량 분배 방법 및 경량화 대책으로 피스톤의 질량, 커넥팅 로드의 질량과 크랭크 핀의 운동부의 질량 저감이 대표적인 설계 내용이다. 특히 크랭크 핀과 커넥팅 로드는 연결되어 작용하중을 전달 받는 구조로서 적절한 경량화 설계는 엔진의 가속 성능에 상당한 영향을 미친다. 많이 수행되는 크랭크 핀의 경량화 방법은 핀 내부에 공동(cavity) 부분의 설계를 예로 들 수 있다. 이 때 공동화로 인한 강성 저하는 크랭크 핀의 직경 확장 등으로 보완 설계가 이루어 지고 있다. 이러한 경우 데이터 베이스화된 모빌리티 지도에 의한 베어링 틈새 내에서의 거동 특성 (최소 유막 두께, 마찰 손실, 커넥팅 로드의 강도 내구성 평가 등)은 질량 관성의 영향을 전혀 고려할 수 없게 된다.

본 연구에서는 엔진의 가속 성능 향상을 위한 커넥팅 로드와 크랭크 핀의 질량 분배와 크랭크 핀의 직경

[†]주저자 · 책임저자 : jangs@kookmin.ac.kr

및 폭에 대한 형상 변화 영향이 대단부 베어링 틈새내에서의 크랭크 핀 거동 특성에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 엔진 베어링에서의 힘의 평형

지금까지의 엔진 베어링 시스템에 대한 대부분의 연구에서 엔진 베어링 시스템의 힘의 평형은 베어링 시스템의 질량관성을 무시하고 외부 작용하중과 베어링 유막의 하중 지지력의 평형 관계만 고려하였다.

$$\int_A p \cos \theta dA + F_x = 0 \quad (1)$$

$$\int_A p \sin \theta dA + F_y = 0 \quad (2)$$

이러한 근거는 저어널 질량(m)에 의한 관성력 보다 점성력이 큰 비중을 차지한다는 이론적 근거(Booker, 1965)에 바탕을 둔다. 즉, π 유막에 (π film) 대한 수치해석 계산의 경우에 대하여 일반적으로 저어널 질량에 의한 관성력의 영향은 식 (2)와 같이 저어널 편심률에 별다른 역할을 하지 않는다고 한다.

$$\frac{\text{Inertia force}}{\text{Viscous force}} \leq \frac{m(c/r)^3(\dot{p}/p)}{2\mu l p(c/r)^2 \mu \dot{\epsilon}} \quad (3)$$

그러나 π 유막의 경우에 대해서도 작용하중이 순간적으로 반대 방향으로 진행하는 경우에는 이러한 관성력의 영향은 무시할 수 없다. 특히 대단부 베어링의 경우와 같이 작용하중의 크기와 방향이 순간적으로 매우 빠르게 변하는 조건에서는 하중지지력에 상당한 영향을 미치게 된다. 따라서 보다 일반적인 경우에 대하여 저어널 질량에 의한 관성력을 고려한 힘의 평형 관계를 고찰하여야 한다.

본 연구에서는 보다 현실적인 2π 유막 (2π film)의 경우에 대하여 하중 지지력 계산을 수행하며, 저어널 질량의 관성력을 포함한 힘의 평형 방정식을 해석한다. 이러한 경우 힘의 평형관계는 다음의 식 (4)와 (5)로 표현하며, 뉴턴 램슨(Newton-Raphson) 방법에 의해 저어널 중심 궤적과 압력 분포에 대한 수치값을 동시에 구하는 해석 방법이 사용되고 있다. 그러나 이러한 방법의 경우 시스템의 크기(유막 압력을 위한 격자수 크기)를 충분히 크게 할 수 없는 한계가 있어 윤활유막 거동에 대한 정밀한 분석을 요구하는 경우 적절한 방법이 되지 못하는 단점이 있다.

$$\int_A p \cos \theta dA + F_x = m \left(\frac{\dot{\epsilon}'_x - \dot{\epsilon}'_x - \Delta \dot{\epsilon}}{\Delta t} \right) \quad (4)$$

$$\int_A p \sin \theta dA + F_y = m \left(\frac{\dot{\epsilon}'_y - \dot{\epsilon}'_y - \Delta \dot{\epsilon}}{\Delta t} \right) \quad (5)$$

따라서 유막 거동에 대한 정밀한 분석을 위하여 유막의 하중지지력의 계산 과정과 힘의 평형식 계산과정을 분리할 필요가 있다. 즉, 현재의 저어널 중심(ϵ, ϕ)과 중심속도 성분($\dot{\epsilon}, \dot{\phi}$)으로 하중지지력을 계산하고, 편심 방향(ϵ)과 회전 방향(ϕ)의 성분으로 분리한 유막의 하중지지력과 외부 하중(F)의 합이 저어널 질량의 관성력과 평형관계에서 저어널 중심(ϵ, ϕ)을 구하는 과정으로 수행한다.

$$\int_A p \cos \phi dA + F \cos \phi = M c (\ddot{\epsilon} - \epsilon \ddot{\phi}^2) \quad (6)$$

$$\int_A p \sin \phi dA + F \sin \phi = M c (\epsilon \ddot{\phi} - 2 \dot{\epsilon} \dot{\phi}) \quad (7)$$

이 경우 유막 거동에 대한 정밀한 분석 결과를 얻을 수 있을 뿐만 아니라, 일반적으로 중심궤적에 대한 계산 과정은 Runge-Kutta 방법에 의하여 비교적 안정성 높은 수렴효과를 얻을 수 있다.

3. 엔진 베어링의 하중지지력

베어링의 하중지지력은 베어링의 형상 형태에 따라 적절한 계산 조적을 구성할 수 있다. 일반적으로 축길이가 작은 베어링(short bearing)의 경우 축방향과 원주 방향의 압력 변화율의 상대적 크기에 따라 틈새에서의 유막 거동을 서술 하는 레이놀즈 방정식의 차원을 간단히 할 수 있다. 이러한 해석상의 가정(단축베어링)으로 지금까지의 많은 연구에서 저어널 중심 위치(ϵ, ϕ) 및 운동 속도($\dot{\epsilon}, \dot{\phi}$)에 따른 하중 지지력의 관계는 일차원으로 축소된 레이놀즈 방정식의 하중지지력 해석 결과인 식 (8)과 (9)의 모빌리티(mobility) 값을 이용하여 계산하였다.

$$\dot{\epsilon} = \frac{\dot{\epsilon}}{c} = \left(\frac{p(c/r)^3}{\eta b d} \right) \left(\frac{(1-\epsilon^2)^{3/2} \cos \psi}{2\pi(1+2\epsilon^2)(b/d)^2} \right) \quad (8)$$

$$\epsilon \dot{\beta} = \left(\frac{p(c/r)^3}{\eta b d} \right) \left(\frac{-(1-\epsilon^2)^{3/2} \sin \psi}{2\pi(b/d)^2} \right) + \frac{\epsilon(\Omega_s + \Omega_b)}{2} \quad (9)$$

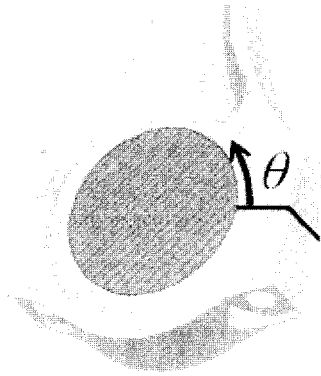
그러나 이러한 계산을 일차원으로 확대하여 2π 유막(2π film)의 모빌리티 지도를 이용할 수 있지만, 오일 급유구 및 홈(oil hole and groove) 위치, 축 방향

의 비대칭성, 비정렬 위치(misalignment), 오일 공급 압력, 베어링의 탄성 변형량, 비뉴턴 유체의 특징은 전혀 고려될 수 없다. 그리고 베어링 유막 계산과 저어널

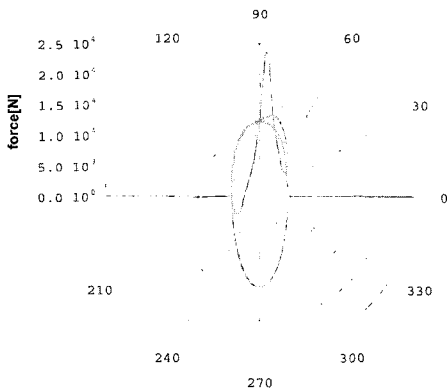
중심 위치를 동시에 계산하는 뉴튼랩슨 방법은 이러한 점을 고려할 수 있지만 틈새에서의 유막 거동의 해석을 위한 계산 영역의 격자수 설정에는 한계가 있다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\{\dot{\epsilon} \cos \theta + \epsilon(\dot{\phi} - \omega) \sin \theta\} \quad (10)$$

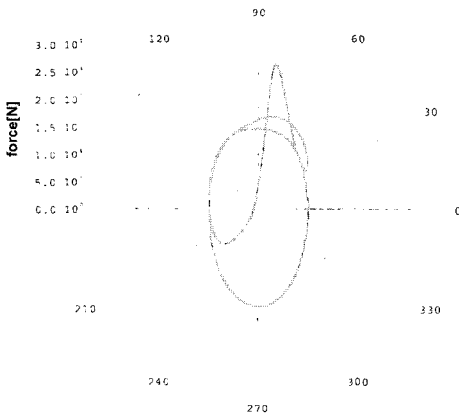
따라서 윤활유막 거동에 대한 정밀한 분석과 이에 따른 하중 지지력의 계산을 위해서 레이놀즈 방정식의 독립적 계산 과정이 필요하며, 이때 이 편미분 방정식의 해석을 위하여 적절한 크기의 이산화 격자수가 필요하다. 본 연구에서는 레이놀즈 방정식의 이산화 과정으로 유한차분법을 사용하였으며 레이놀즈 경계조건을 사용하였다.



(a) Con-rod coordinate system



(b) Force on the con-rod at 3000rpm



(c) Force on the con-rod at 5000rpm

Fig. 1. Force on the journal pin by gas pressure and mass inertia of crank system (piston, con-rod, crank pin, etc.) at 3000, 5000 rpm and con-rod angle coordinate.

4. 결 과

커넥팅 로드에서 고정된 좌표계에 따른 크랭크 핀에 전달 되는 하중의 크기를 Fig. 1(a)에 나타내었다. 하중의 크기는 피스톤 폭발력과 피스톤, 피스톤 핀, 커넥팅 로드, 크랭크 축 반경 등의 질량과 길이, 엔진 속도 등에 따라 변화한다. 즉, 엔진 회전수가 저속일 때, Fig. 1(b) (3000 rpm) 피스톤 폭발력이 커넥팅 로드에서 전달되는 하중의 대부분을 차지하는 것과 달리 엔진 회전수가 증가하면, Fig. 1(c) (5000 rpm) 피스톤-커넥팅 로드의 질량 관성력이 증가하여 피스톤 폭발력에 의한 급격상승 부분을 상쇄하는 원형의 형태를 갖게 된다.

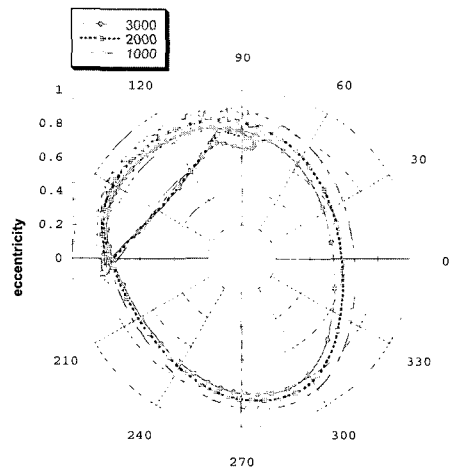


Fig. 2. Journal traces in the big-end bearing clearance by mobility method at $bd = 0.25$.

외부 하중에 대하여 단축 베어링의 형태를 모빌리티 법에 의하여 저어널 중심 궤적을 Fig. 2와 같이 계산할 수 있다. 이 경우 베어링 면에 형성 되는 유막 압력을 별도로 계산할 필요가 없으므로 저어널 중심 궤적의 계산은 상당히 짧은 시간으로 가능하다.

피스톤-커넥팅 로드 의 질량 관성을 고려한 저어널 중심 궤적은 식 (6)과 (7)을 이용하여 계산한다. 이때 베어링 면에 형성되는 유막 압력은 작용하중의 크기에 따라 각각 계산을 수행한다. 따라서 이 경우는 계산 시간이 모빌리티법에 의한 것 보다 많이 소요 된다.

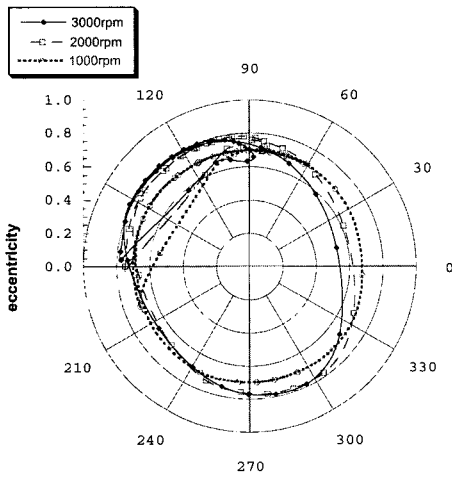


Fig. 3. Journal traces by mass inertia effects in the big-end bearing clearance according to engine speeds at $bd = 0.25$ and $m = 3$ kg.

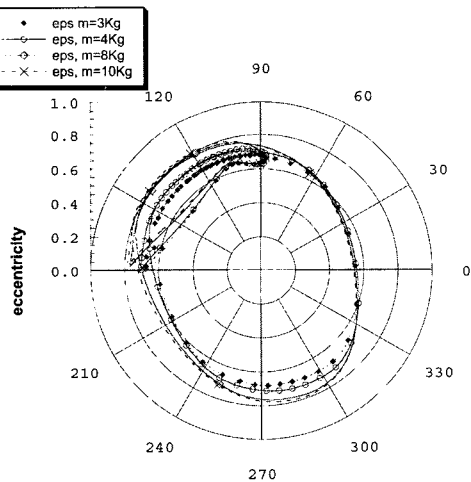


Fig. 4. Journal traces by mass inertia effects in the big-end bearing clearance at $bd = 0.25$ and 3000 rpm.

또한 베어링의 폭 방향에 의한 하중 지지력이 고려 되기 때문에 모빌리티법에 의한 계산 결과 보다 하중 지지력이 크게 나타나는 경향을 보여 주고 있다(Fig. 3). 저어널 운동 중심 궤적의 전반적 형태도 엔진 회전수의 증가에 따라 단축 베어링의 모빌리티법에 의한 결과와 상이하게 나타난다.

피스톤-크랭크 핀 질량계의 크기 변화에 따른 크랭크 핀 저어널의 베어링 틈새에서의 중심 운동 형태는 엔진 회전수 3000 rpm일 경우에 대하여 Fig. 4와 같이 계산 될 수 있다. 전반적으로 이러한 질량계의 크기가 클수록 하중 지지력이 적게 나타나는 저어널 운동 궤적 형태를 보여주고 있다.

베어링 폭의 양 끝단에서 윤활유 공급압력의 변화에 따라 나타나는 하중지지력의 차이를 Fig. 5에 나타내었다. 베어링 양단의 윤활유 공급압력이 3 bar일 때 Fig. 4의 경우와 같은 입력 조건에서 대단부 베어링 틈새에서의 저어널 거동은 오히려 윤활유 공급압력이 없을 때보다 낮아지는 결과를 보여주고 있다.

한 주기 동안 외부 하중과 회전 속도에 의한 베어링 틈새에서의 저어널 위치를 규명하면 대단부 베어링 표면에서 형성되는 유막 압력을 계산할 수 있다. 그 결과가 Fig. 6에 나타내었는데 피스톤-커넥팅 로드계의 질량이 3 kg인 경우를 보여주고 있다. 이 때 크랭크 축 회전 각도 0°일 때 베어링 좌표계로 보면 90° 부근에서 최고 압력을 나타낸다.

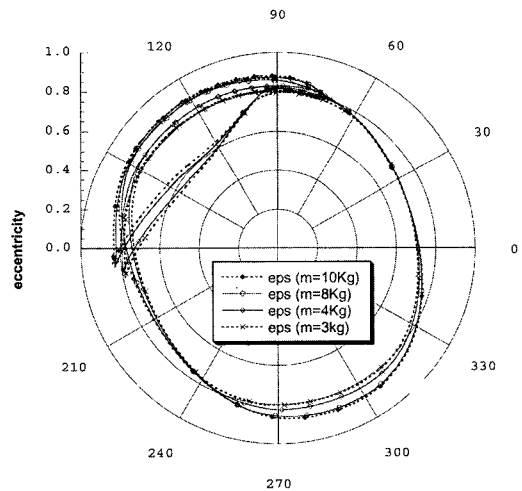


Fig. 5. Journal traces by mass inertia effect in the bearing clearance at $bd = 0.25$ and 3000 rpm under ambient pressure of 3 bar.

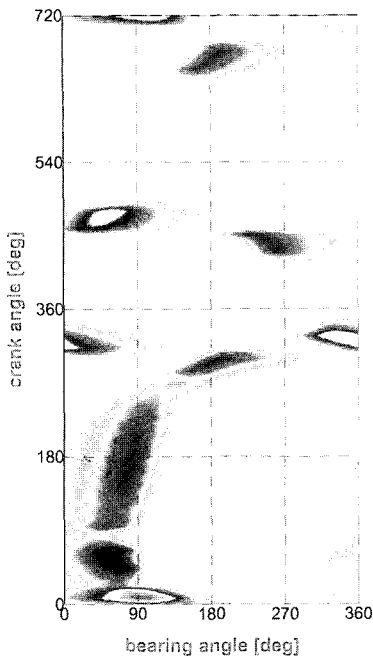


Fig. 6. Fluid film pressure map on the big-end bearing during one cycle at 3000 rpm with mass inertia effect, $m = 3$ kg and 3000 rpm.

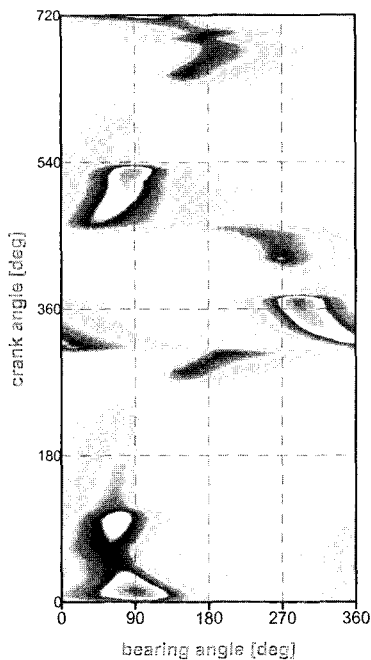


Fig. 7. Fluid film pressure map on the big-end bearing during one cycle at 3000 rpm with mass inertia effect, $m = 10$ kg and 3000 rpm.

크랭크-커넥팅로드 계의 질량이 10 kg일 때 나타나는 대단부 베어링에서 형성되는 유막 압력의 크기는 Fig. 7과 같은 형태로 계산되는데 앞의 경우 보다 큰 유막 압력을 나타낸다. 이것은 Fig. 4와 Fig. 5의 계산 결과와 일치하는 것으로 크랭크 핀과 대단부 베어링이 접촉할 가능성이 많다는 것을 알 수 있다.

대단부 베어링의 표면에서 형성되는 최소 유막 두께의 위치와 크랭크 핀에 120°의 위치하는 오일홀이 그리는 궤적을 비교한 결과가 Fig. 8에 나타나 있다. 오일 홀의 위치는 최소 유막 두께가 형성되는 지점을 피하여 위치시키는 것이 윤활 유막의 형성에 필요한 조건으로 이러한 유막 거동의 해석이 크랭크 핀 및 커넥팅로드의 설계에 매우 중요한 정보로 사용된다. 따라서 크랭크 핀 각도 120° 부근에 오일 급유구를 설치한다면 이 급유구는 앞서 설명한 바와 같이 최고 유막 압력 부근을 피해서 적절한 윤활유 공급을 할 수 있게 된다. 오일홀의 위치를 결정하는 방법은 베어링 좌표계에서 계산된 베어링 틈새에서의 저어널 궤적을 크랭크 핀 좌표계로 환산하여 나타내면 Fig. 9와 같이 설명될 수 있다. 이것은 Fig. 4의 결과 중 하나로서 크

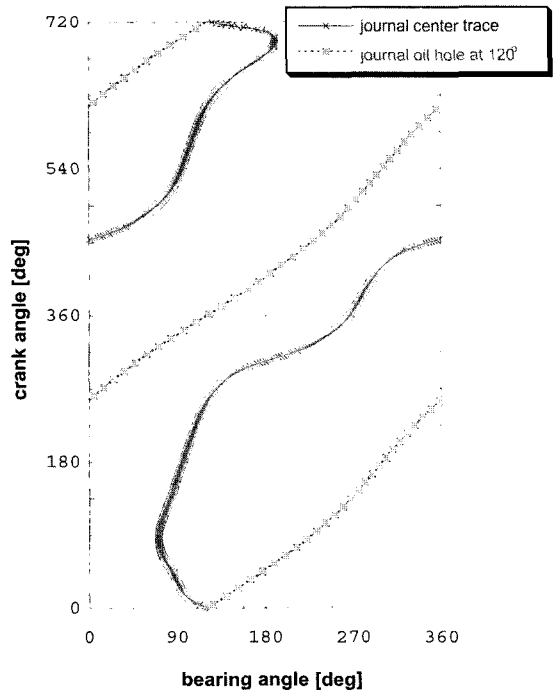


Fig. 8. Traces of oil hole on crank pin at 120° and journal center during one cycle at 3000 rpm and $m = 3$ kg with mass inertia effect computation.

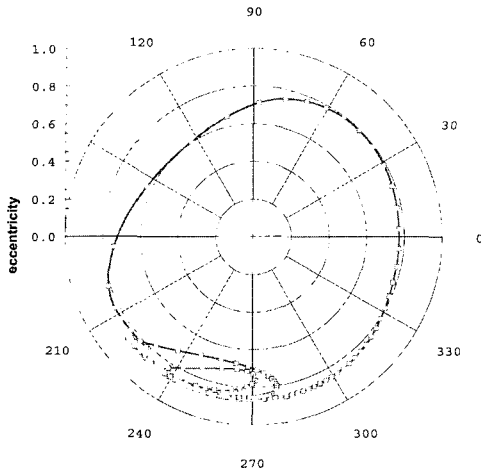


Fig. 9. Journal traces by mass inertia effect in the big-end bearing clearance at $bd = 0.25$, 3000 rpm and $m = 8$ kg with journal coordinate.

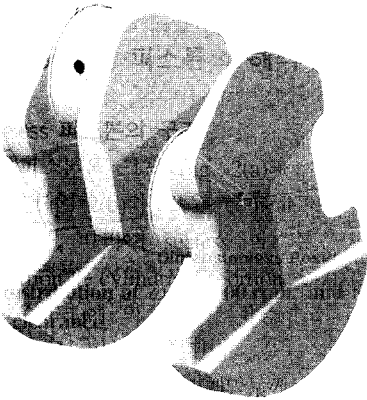


Fig. 10. Oil hole at the location of 120° of crank pin with journal coordinate.

랭크 핀 좌표계로 환산되어 나타낸 것이다.

5. 결 론

본 연구는 크랭크 핀, 커넥팅 로드, 피스톤의 질량 관성을 고려한 대단부 베어링의 틈새에서의 저어널 중심 궤적을 계산하였다. 베어링 양단에서 공급되는 오일의 공급압력이 베어링의 궤적에 미치는 영향도 고려할 수 있는 계산결과도 제시하였다. 이러한 결과는 대단부 베어링 표면에 형성되는 유막 압력의 형태를 고려하여 오일 급유구의 위치 선정에 중요한 설계 정보를 제공할 수 있다.

Nomenclature

b	: bearing width [m]
bd	: width-diameter ratio [-]
c	: clearance [m]
d	: bearing diameter [m]
p	: pressure [N/m^2]
r	: journal radius [m]
x, y	: spatial coordinates in bearing [m]
β	: attitude angle in Mobility map
ϵ	: eccentricity [-]
ϕ	: attitude angle
η	: viscosity [Pars]
Ω	: angular velocity [rad/s]

참고 문헌

- Xu, H., "Recent Advances in Engine Bearing Design Analysis," *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 213, pp. 239-251, 1999.
- Hirani, H., Athre, K. and Biswas, S., "Comprehensive Design Methodology for an Engine Journal Bearing," *Journal of Engineering Tribology*, Vol. 214, pp. 401-412, 2000.
- Boedo, S. and Booker, J., "Transient Dynamics of Engine Bearing Systems," *Tribological Design of Mechanical Elements*, Edited by Dowson, D., Taylor, C. M., Godet, M., Berthe, D., Tribology Series 14, 1989.
- Righes, G., Garro, A. and Calderale, P. M., "Interdisciplinary Structural and tribological Analysis in High Performance Engines: The case of Con Rod-Pi-Piston System," *The Second World Tribology Congress*, Vienna, Austria, 2002.
- Booker, J. F., "Analysis of Dynamically Loaded Journal Bearings: The squeeze Film Considering Cavitation," *Ph.D. thesis*, Cornell University, 1961.
- Clayton, G. A., "Engine Bearing Analysis and Design," *Ph.D. thesis*, The University of Leeds, 1990.
- Paranjpe, R. and Goenka, P., "Analysis of Crankshaft Bearings Using a Mass Conserving Algorithm," *Tribology Transactions*, Vol. 33, pp. 333-344, 1990.
- Cho, M., Han, D. and Choi, J., "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing with Consideration of Thermal Effects: Comparison between Theory and Experiment," *Journal of Tribology*, Vol. 121, pp. 901-907, 1999.
- Bonneau, D., Guines, D., Frene, J. and Toplosky, J., "EHD Analysis, Including Structural Inertia Effects

- and a Mass-Conserving Cavitation Model," *Journal of Tribology*, Vol. 117, pp540-547w, 1995.
10. Cho, M., Han, D. and Choi, J., "Oil Film Thickness in Engine Connecting-Rod Bearing with Consideration of Thermal Effects: Comparison between Theory and Experiment," *Journal of Tribology*, Vol. 121, pp. 901-907, 1999.
 11. Bonneau, D., Guines, D., Frene, J. and Toplosky, J., "EHD Analysis, Including Structural Inertia Effects and a Mass-Conserving Cavitation Model," *Journal of Tribology*, Vol. 117, pp. 540-547w, 1995.
 12. Paranjpe, R., "Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings including Mass Conserving Cavitation," *Journal of Tribology*, Vol. 114, pp. 736-746, 1992.
 13. Taylor, C. M., *Engine Tribology*, ISBN 0444897550, Elsevier, 1993.