

엔진 커넥팅로드 대단부 베어링의 운동 궤적에 관한 연구

조명래* · 한동철**

*서울대학교 기계설계학과 대학원, ** 서울대학교 기계설계학과

A Study on the Journal Orbits in the Big-End bearings of Engine Connecting Rod

Myung-Rae Cho*, Dong-Chul Han**

**Graduate Student, Department of Mechanical Design and Production
Engineering, Seoul National University*

***Department of Mechanical Design and Production
Engineering, Seoul National University*

Abstract - The motion of dynamically loaded journal in the connecting rod big-end bearings is considered and then equations of motion are derived. Dynamical characteristics of big-end bearings are derived by perturbation method and linearized spring and damping coefficients are calculated. Numerical intergrations of equations of motion ore performed by ρ -family method. This paper gives various journal orbits in a big-end bearing depending on external force cycle and bearing parameters

1. 서 론

왕복동 내연 기관의 커넥팅 로드 대단부 베어링은 주기적인 변동 하중을 받는 고기능 부품의 대표적 예로서 최근 엔진의 고출력 경량화의 설계 경향으로 인해 점점 더 가혹한 운전조건에서 사용되고 있으며 이러한 운전 조건의 변화는 유막의 파괴등을 초래하고 신뢰성을 저하 시킨다. 이와 같은 주기적인 변동 하중을 받는 베어링의 해석을 통해 베어링 내의 저어닐의 운동 궤적, 최소 유막 두께와 위치 등을 규명함으로써 적절한 오일 공급 흡의 위치, 및 크기, 그루브의 위치등을 선정 함으로서 마찰 손실의 감소는 물론 최적의 운전 조건을 선정 할 수 있다.

변동 하중을 받는 커넥팅 로드 대단부 베어링에 대한 연구는 1950년대 Hahn[1] 과 Ott[2]가 처음 시작 하였고 저어닐의 운동을 순수 회전 운동과 순수 병진 운동의 경우로 나누어 해를 구한 다음 저어닐에 작용하는 하중을 계산하고 저어닐의 운

동에 대한 운동 방정식을 세우고 적분하여 궤적을 구하였다. Hahn과 Ott의 방법은 유막에 의해 발생하는 압력을 서로 다른 계산 영역을 가지는 회전 운동과 병진 운동으로 나누어 계산하고 더함으로서 실제 유막에서 발생하는 압력과는 차이를 보이고 있다.

1960년대와 70년대에 들어 Booker[3,4]에 의해 이러한 문제를 해결하기 위해 무한 소폭 베어링 이론을 도입한 모빌리티(Mobility) 방법이 개발되어 지금까지 사용되고 있으나, 이는 높은 편심율에서 부정확 하다는 단점이 있다.[5]

따라서 본 논문에서는 연구논문[6]에서 제시된 실제에 부합하는 경계 조건을 레이놀즈 방정식에 적용하여 유막에서의 압력을 계산한 다음, 교란법(Perturbation method)에 의해 베어링에서의 정적인 반력과 동적인 반력을 계산하고, 저어닐의 관성을 고려하여 실제 엔진의 하중 작용시 대단부 베어링 틈새 내에서의 저어닐의 회전 운동 궤적을 구하고자 한다.

2. 베어링부 운할 해석

비압축성 유체의 베어링에서의 운할 방정식은 다음과 같이 레이놀즈 방정식으로 표현 할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_j + U_b) \frac{\partial h}{\partial x} + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

무차원 변수를 도입하여 식(1)을 무차원화 하면

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{\eta^*} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{H^3}{\eta^*} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \zeta} \right) = 6 \left(1 + \frac{\omega_b}{\omega_j} \right) \frac{\partial H}{\partial \theta} + 12 \frac{\partial H}{\partial \phi} \quad (2)$$

와 같이 된다.

저어널 베어링에 의해 지지되는 회전축의 동적 특성을 나타내는 선형화된 스프링 및 댐핑 계수는 교란법(Perturbation Method)으로 구할 수 있다.[6] 그림 1에서와 같이 축 중심이 베어링 중심에서 (e, γ) 만큼 편심된 위치에 있고 여기에 $F_{x,st}, F_{y,st}$ 의 정적하중이 작용하고 있을 때 축의 중심이 유막의 동적 힘에 의해 정적위치 $O_{j,st}$ 에서 $O_{i,d}$ 로 바뀌면 정적힘과 동적 힘에 의한 전체 유막에 의한 힘은 다음과 같이 표시된다.

$$F_x = F_{x,st} + \Delta F_x(x,y,x',y') \quad (3)$$

$$F_y = F_{y,st} + \Delta F_y(x,y,x',y') \quad (4)$$

여기서 ΔF 를 테일러 전개식을 이용해 1차식까지 택하면

$$\begin{aligned} \Delta F_x &= \left[\frac{\partial F_x}{\partial x} \right]_{st} \cdot x + \left[\frac{\partial F_x}{\partial y} \right]_{st} \cdot y \\ &+ \left[\frac{\partial F_x}{\partial x'} \right]_{st} \cdot x' + \left[\frac{\partial F_x}{\partial y'} \right]_{st} \cdot y' \\ &= k_{11} \cdot x + k_{12} \cdot y + c_{11} \cdot x' + c_{12} \cdot y' \quad (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_y &= \left[\frac{\partial F_y}{\partial x} \right]_{st} \cdot x + \left[\frac{\partial F_y}{\partial y} \right]_{st} \cdot y \\ &+ \left[\frac{\partial F_y}{\partial x'} \right]_{st} \cdot x' + \left[\frac{\partial F_y}{\partial y'} \right]_{st} \cdot y' \\ &= k_{21} \cdot x + k_{22} \cdot y + c_{21} \cdot x' + c_{22} \cdot y' \quad (6) \end{aligned}$$

로 나타내어 진다.

식 (3),(4)에서 $F_{x,st}, F_{y,st}$ 는 정적 상태의 베어링 반력 $F_{x,0}, F_{y,0}$ 를 나타내고 식 (5),(6)에서 $k_{ij} (i,j=1,2), c_{ij} (i,j=1,2)$ 는 유막의 선형화된 차원 강성 계수와 댐핑 계수이며 본 논문에서는 참고 문헌[6]에 나타난 연구 결과를 이용해 임의의 편심 량에서의 정하중 및 강성,댐핑 계수를 계산 하였다.

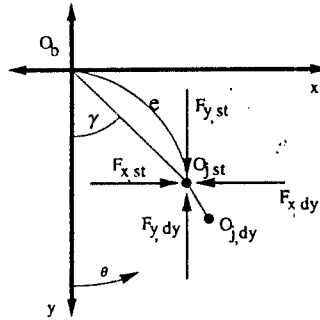


Fig.1 Coordinate system for dynamic analysis

2. 대단부 베어링에 작용하는 하중

일반적으로 동압 베어링에서의 하중은 저어널에 작용하여 베어링에 전달되나 대단부 베어링에서의 하중은 실린더내의 폭발력과, 연결봉과 크랭크샤프트의 회전 관성력등에 의해 발생된다. 이러한 하중은 피스톤과 연결봉 그리고, 커넥팅로드 사이의 동력학적 관계에 의해 구할 수 있다.[7,8] 표1에는 계산에 사용된 엔진의 재원을 나타내었고, Fig.2에는 실린더내의 압력 분포를 크랭크 각도에 대해 나타내었다. 크랭크각은 피스톤이 폭발 행정 상사점에 있을 때를 0°로 정의 하였다. Fig.3 참고 문헌 [7,8]의 연구 결과를 이용해 계산한 하중 선도를 나타내었다.

Piston Bore(mm) × Stroke(mm)	75.5 × 83.5
Con-Rod Bearing Width × Dia(mm)	17.5 × 45, 22.5 × 45
Con-Rod Mass × Length(kg × mm)	0.51 × 131
Piston Mass(kg)	0.357
Bearing Clearance(μm)	24
Oil Viscosity(Pas)	4.91E-3
Revolution Speed(rpm)	1500, 3500, 5500

표.1 Specification of engine

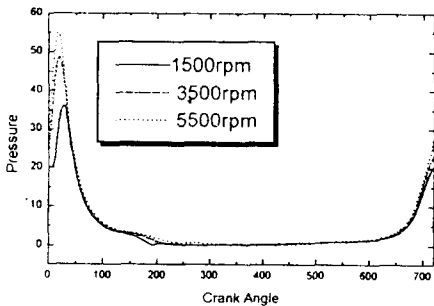
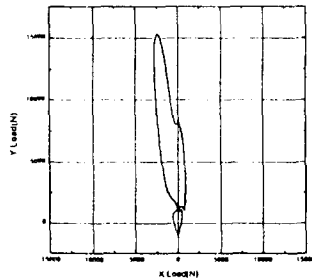
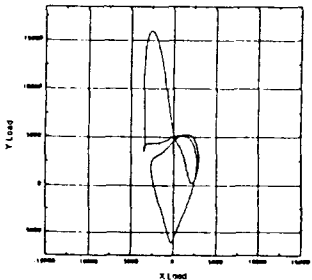


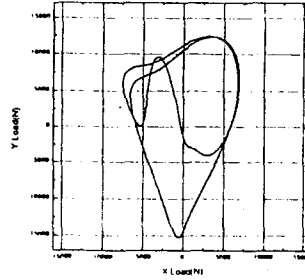
Fig.2 Pressure distribution in a cylinder



(a) 1500 rpm



(b) 3500 rpm



(c) 5500 rpm

Fig.3 Load diagram of big-end bearing

3. 운동 방정식

대단부 베어링내에서 저어널의 축 중심 궤적을 구하기 위한 운동 방정식은 Fig.4의 좌표계에서 다음과 같이 구해진다. 저어널의 무게 중심과 기하학적 중심은 동일하다고 가정하였다.

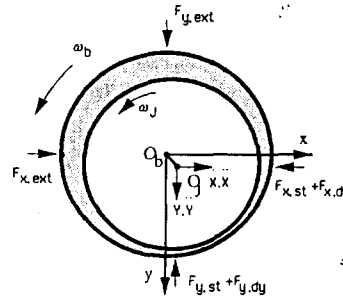


Fig.4 Dynamically loaded journal bearing arrangement

$$m_j \ddot{x} + c_{11} \dot{x} + c_{12} \dot{y} + k_{11}x + k_{12}y = F_{x,ext} - F_{x,0} \quad (7)$$

$$m_j \ddot{y} + c_{21} \dot{x} + c_{22} \dot{y} + k_{21}x + k_{22}y = F_{y,ext} - F_{y,0} \quad (8)$$

식 (7),(8)에서 무차원 수를 도입하여 무차원화 하면

$$\frac{S_o}{F_{st}} m_j \Delta R \omega_j^2 \ddot{\bar{X}} + \beta_{11} \dot{\bar{X}} + \beta_{12} \dot{\bar{Y}} + \gamma_{11} \bar{X} + \gamma_{12} \bar{Y} = \frac{S_o}{F_{st}} F_{x,ext} - \bar{F}_{x,0} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \frac{S_o}{F_{st}} m_j \Delta R \omega_j^2 \bar{X} + \beta_{12} \bar{X} + \beta_{22} \bar{Y} + \gamma_{21} \bar{X} + \gamma_{22} \bar{Y} \\ = \frac{S_o}{F_{st}} F_{y,ext} - \bar{F}_{y,0} \quad (10) \end{aligned}$$

로 나타내진다. 식 (9),(10)에서 S_o / F_{st} 는 다음과 같이 정의된다.[6]

$$S_o / F_{st} = \frac{\Psi_{\min}^2}{B D \eta_0 \omega_j}$$

식 (9),(10)의 수치 적분은 전변 시간 단계에서 구한 모든 정보로부터 다음 시간 단계의 속도 및 가속도 성분을 추정하는 관계식이 다음과 같은 형태로 표시되어 바로 새로운 시간 단계에서의 운동 방정식 유도에 적용되는 ρ -family 방법을 사용하였다.[9]

$$\dot{W}_{n+1} = A_n W_{n+1} + B_n \quad (11)$$

$$\dot{W}_{n+1} = C_n W_{n+1} + D_n \quad (12)$$

여기서 B_n, D_n 은 전변 시간 단계에서의 변위, 속도, 가속도로부터 구하고 A_n, C_n 은 적분 시간 간격 Δt 의 함수로서 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_n &= -\frac{(1+\rho)(1+\rho^2)}{\Delta t^2} \\ B_n &= -\left[\frac{(1+\rho)(1+\rho^2)}{\Delta t^2} W_n + \frac{(1+\rho)(1+\rho^2)}{\Delta t} \dot{W}_n \right. \\ &\quad \left. + (\rho^3 + \rho - 1) \ddot{W}_n \right] \\ C_n &= \frac{2}{\Delta t} \\ D_n &= -\left[\frac{2}{\Delta t} W_n + \dot{W}_n + \frac{\rho-1}{\rho+1} \Delta t \ddot{W}_n \right] \quad (13) \end{aligned}$$

4. 해석 결과

Fig.5에는 ρ 값이 0.8 일 때에 임의의 저어널 중심의 변위, 속도, 가속도 성분을 가정하고 해석을 수행하였을 때 시작점에서부터 저어널 중심 궤적이 수렴되어 가는 과정을 나타내고 있다.

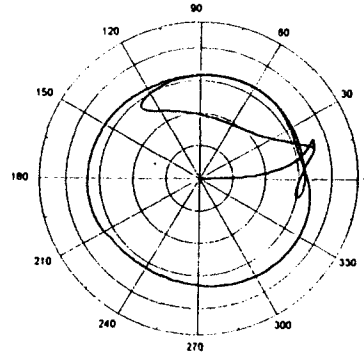
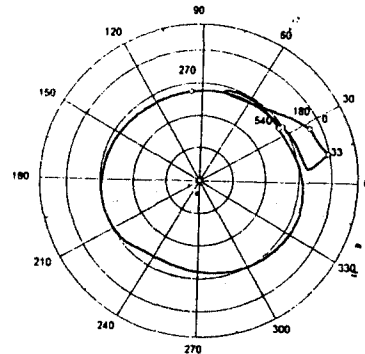
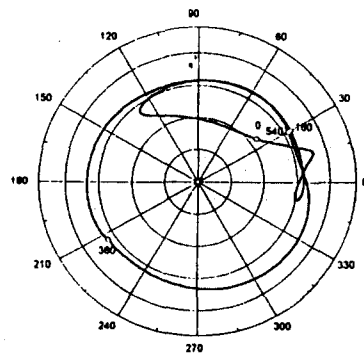


Fig.5 Iteration Procedure (RPM=3500)

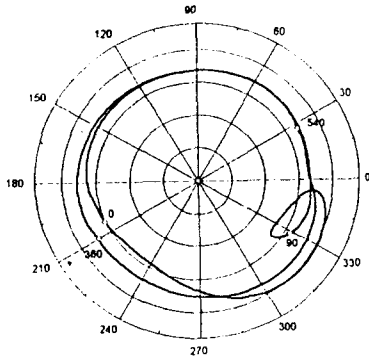
Fig.6에는 엔진 구동 속도에 따른 커벡팅로드 대단부 베어링내의 저어널의 중심의 운동 궤적을 나타내었다. 저어널 중심의 운동 궤적은 엔진의 회전 속도와 관련된 주기적인 변동 하중에 따라 크게 다름을 알 수 있다. Fig7에서는 베어링 폭과 직경비(B/D)에 따른 궤적 계산 결과를 나타낸 것으로 베어링의 폭이 증가할수록 최소 유막부위가 증가함을 알 수 있다.



(a) 1500 rpm

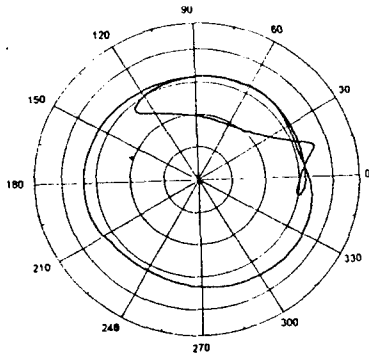


(b) 3500 rpm

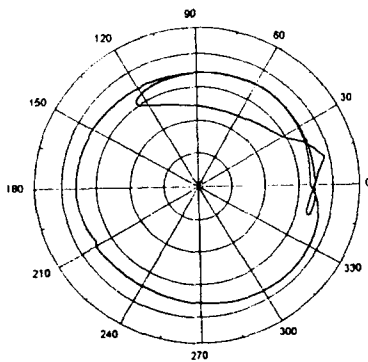


(c) 5500 rpm

Fig.7 Journal locus in a big-end bearing



(a) B/D=0.5



(b) B/D=0.39

Fig.8 Journal orbit for the bearing width-diameter ratio (B/D=0.5,0.39)

5. 결론

엔진 커넥팅로드 대단부 베어링의 중심 운동 궤적을 해석 함에 있어서 SOD,SOV법[1,2]에서 발

생하는 경계조건 문제와 모빌리티법[3,4]에서 베어링 폭 방향 압력 구배를 무시함으로 발생하는 문제를 해결하기 위해 실제 경우에 부합하는 경계 조건을 이용하여 레이놀즈 방정식을 풀고, 교란법에 의해 베어링의 동적 특성을 나타내는 스프링 및 강성 계수를 계산 하였다. 이를 토대로 저어널의 운동으로 발생하는 유막내의 정적,동적 하중이 베어링에 작용하는 외력과 평형을 이루도록 하여 운동 방정식을 세우고 ρ -family법을 이용하여 수치 해석 하였다.

대단부 베어링에 작용하는 외력을 계산함에 있어서 커넥팅로드와 크랭크샤프트의 운동학적 관계를 고려 하였다.

이상의 해석 결과를 통해 최소 유막부의 위치와 크기등을 파악할 수 있었고 베어링의 파손을 방지하고 마찰 손실을 줄일 수 있는 베어링 설계변수에 대한 고찰이 가능 하였다.

기호 및 약어 설명

D : 베어링폭

B : 베어링직경

ΔR : 베어링틈새

h : 베어링틈새함수

θ, ζ : 유막의무차원좌표($\theta = x/R, \zeta = z/R$)

ρ : 유막압력($\bar{\rho} = \frac{\rho \cdot \psi_m^2}{\eta_0 \omega_j}$)

ψ_m : 반경비($\psi_m = \Delta R/R$)

η^* : 무차원점도($\eta^* = \eta/\eta_0$)

ω_j : 저어널각속도

ω_b : 베어링각속도

m_j : 저어널질량

ϕ : 무차원시간($\phi = \omega_j \cdot t$)

β_{ij} : 무차원댐핑계수($\beta_{ij} = \frac{S_0 \Delta R \omega_{ij}}{F_{st}}$)

γ_{ij} : 무차원강성계수($\gamma_{ij} = \frac{S_0 \Delta R k_{ij}}{F_{st}}$)

e : 저어널중심의반경방향편심량

γ : 저어널중심의베어링중심에대한편심각

S_o : 무차원하중계수 ($S_o = \frac{F_{st} \cdot \psi_m^2}{BI\eta_0 \omega_j}$)

X, Y : 베어링중심변위

$$(\bar{X} = X/\Delta R, \bar{Y} = Y/\Delta R)$$

\dot{X}, \dot{Y} : 저어널중심의속도

$$(\bar{\dot{X}} = \dot{X}/\Delta R \omega_j, \bar{\dot{Y}} = \dot{Y}/\Delta R \omega_j)$$

\ddot{X}, \ddot{Y} : 저어널중심의가속도

$$(\bar{\ddot{X}} = \ddot{X}/\Delta R \omega_j, \bar{\ddot{Y}} = \ddot{Y}/\Delta R \omega_j)$$

·참고 문헌

1. Ott, H.H., "Zylindrische Gleitlager bei instationärer Belastung", Diss. ETH Zürich, 1948.
2. Hahn, H.W., "Das zylindrische Gleitlager Breite unter zeitlich veränderlicher Belastung", Diss. Universität Karlsruhe, 1957.
3. J.F.Booker, "Dynamically Loaded Journal Bearings: Maximum Film Pressure", ASME Journal of Lubrication Technology, p.534-543, 1969.
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.Gliencke, D.C.Han, M.Leonhard, "Practical Determination and use of Bearing Dynamic Coefficients", TRIBOLOGY international, Dec, 1980.
7. 한동철, 송기선, "엔진 크랭크축의 베어링내에서 저어널의 운동 궤적에 관한 연구", KSLI, Vol.2, No1, pp69-76, 1986.
8. J.Campbell, P.P.Love, F.A.Martine, and S.O.Rafiq, "Bearings for Reciprocating Machinery: A Review of the Present State of Theoretical, Experimental and Service Knowledge", Conf. on Lub. & Wear, I.Mech.E., Vol.182, 1967.
9. G.Bazzi, E.Anderheggen, "The ρ -Family Algorithms for Time-Step Integration with Improved Numerical Dissipation", Earthquake Engineering and Structural Dynamics, Vol.10, pp.537-550, 1982.