

크랭크축 경사도를 고려한 엔진 베어링의 유막거동에 관한 연구

김한구^{1*}

¹다불산업(주) 기술연구소

On the Oil Film Behaviors of Engine Bearing Considering Crankshaft Misalignment

Han Goo Kim^{1*}

¹Research and Development Institute, Double Industrial Co., Ltd.

요 약 본 논문은 엔진 베어링에서 크랭크샤프트의 경사도를 고려했을 때와 고려하지 않았을 때 유막 동적거동을 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 해석하였다. 본 해석은 탄성유체윤활 이론을 바탕으로 하여 최소유막의 동적특성을 수치적으로 해석하였다. 유막설계에 매우 중요한 인자인 크랭크샤프트 경사도를 고려하기 위하여 크랭크샤프트와 엔진 베어링을 탄성체로 모델링 하였다. 유막거동해석을 위한 경계조건으로는 엔진 베어링에서 발생하는 비선형 구속력과 굽힘 모멘트를 고려하였고 이에 따른 크랭크샤프트의 경사도 영향을 고려함으로써 좀 더 실제 현상과 유사한 모델링을 수행하였다. 해석결과 엔진 베어링의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 최소유막두께가 크랭크샤프트의 경사도를 고려하지 않았을 때보다 고려하였을 때 16%에서 24%정도 감소하는 것을 알 수 있었다. 또한, 해석결과에서와 같이 크랭크샤프트 경사도 증가는 최소유막두께의 감소를 유발하고 이에 따른 베어링 파손을 예측할 수 있었다. 따라서 본 논문의 해석결과가 자동차 엔진 베어링 설계 시 매우 유용한 자료로 사용될 것으로 사료된다.

Abstract The purpose of this paper is to analyze dynamic behaviors of the oil film thickness and engine bearings in both aligned and misaligned operation conditions of a crankshaft using computer simulation techniques. A crankshaft as an elastic body is modeled for a misaligned crankshaft which is very important design parameter of the film thickness and engine bearings. In this analysis, a dynamic characteristic of a minimum oil film is analyzed based on the elastohydrodynamic lubrication theory. The boundary conditions for analyzing the film behaviors include non-linear constraint forces and bending moments in engine bearings. The more expedient model of an engine bearing is extended to consider the effect of crankshaft misalignment. The computed results indicate that the minimum oil film thickness that causes a major influence on the performance of engine bearings has showed a decrease of 16% to 24% for the misaligned crankshaft compared with an aligned crankshaft. The computed results show that the misalignment of a crankshaft inevitably brings the reduction of minimum oil film thickness and this may increase the failure of a bearing. These results as design parameters are very useful for a bearing designer as a firm reference data of an automotive engine.

Key Words : Engine bearing, Minimum oil film thickness, Misalignment

기호설명

p : pressure
 θ : fill ratio

h : clearance height
 η : viscosity
 $v_{1(2)}$: circumferential velocity of journal(shell)
 t : time

*교신저자 : 김한구(hangoo.kim@gmail.com)

접수일 10년 08월 11일

수정일 (1차 10년 08월 27일, 2차 10년 08월 31일)

게재확정일 10년 09월 08일

- $y(z)$: coordinate in circumferential(axial) direction
- M : mass matrix of the bearing structure
- D : damping matrix of the bearing
- K : stiffness matrix of the bearing structure
- q : displacement vector
- f : vector containing the external forces, constrained forces and inertial forces
- $f^{(a)}$: external forces vector
- f^* : constrained forces vector
- i^* : Inertia forces vector
- ψ : circular angle

1. 서론

엔진 베어링은 일반적으로 유체윤활(Hydrodynamic lubrication) 또는 부분적인 탄성유체윤활(Elastohydrodynamic lubrication) 상태에서 운전되므로 내연기관의 트라이볼로지적 요소(Tribological element) 중에서 가장 안정적으로 운전되는 핵심부품이다. 최근 엔진은 고출력, 고속, 경량, 저공해 운전조건에 큰 관심을 가지고 신기술 개발을 추진하고 있으며 여기에 엔진의 내구성을 추가하면, 엔진 베어링은 대단히 가혹한 조건에서 운전되어 저야한다. 따라서 엔진 베어링이 피스톤으로부터 전달되는 변동하중을 효과적으로 담당하기 위해서는 충분한 유막강도를 확보하고 있어야 한다. 그렇게 되면, 피스톤은 안정된 왕복운동을 하고, 엔진은 가혹한 운전조건과 내구성을 모두 만족하게 된다[1]. 엔진 베어링에서 기존의 윤활막 거동에 관한 연구[2,3]는 주로 크랭크축을 강체로 가정하여 간단하게 해석하였으나 조금 더 정확하게 엔진 베어링의 윤활막 거동을 예측하기 위해서는 크랭크축의 모멘트에 의해서 발생하는 경사도의 영향을 고려해야만 한다.

최근까지도 저어널 베어링에서 발생하는 경사도의 영향에 관한 연구는 지속적으로 진행되어져 왔다. 하지만, 저어널 베어링 중에서도 매우 가혹한 조건에서 운전되어지는 엔진 베어링에서 크랭크축 경사도를 고려한 연구[4]는 미비한 상태이다. 일반적으로 저어널에 외부하중이 작용하지 않는 저어널 베어링의 경우 회전속도가 증가할 때 최소유막두께는 증가하는 것으로 알려져 있으며 경사도가 증가할수록 최소유막두께는 감소하는 것으로 나타나 있다. 하지만 저어널 베어링의 일종인 엔진 베어링의 경우는 폭발압력과 관성력에 의해서 발생하는 하중을 지지하면서 고속조건에서 운전되어지기 때문에 엔진의 성능과 내구성을 확보하기 위해서는 최소유막두께와 유막압력분포를 엄밀하게 해석하는 것이 필요하다.

본 연구에서는 크랭크축의 경사도에 따른 엔진 베어링의 마모 및 소착을 방지하기 위하여 엔진 베어링의 윤활역학 문제를 AVL사에서 개발한 EXCITE[5] 프로그램을 사용하여 해석적으로 규명하고자 한다.

2. 이론적 해석

2.1 레이놀즈 방정식

엔진 베어링에 원활한 윤활유 공급이 이루어진다는 가정을 하게 되면, 베어링의 마찰면에는 유체 윤활막이 잘 형성이 되어 진다고 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서 해석하려는 엔진 베어링은 유체윤활 방정식을 사용하여 해석하게 된다. 즉, 베어링의 윤활유막에 의해 지지되는 압력분포는 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)을 사용하면 된다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial z} \right) \quad (2-1)$$

$$= \left(\frac{u_1 + u_2}{2} \right) \frac{\partial(h\theta)}{\partial x} + \frac{\partial(h\theta)}{\partial t}$$

상기의 레이놀즈 방정식을 해석하기 위해 사용된 엔진 베어링의 경계조건을 요약하면 다음과 같다[6].

- 축방향
 $P = P_a$: 베어링 끝단부의 대기압
- 원주방향
 $P > P_c, \theta = 1$: 유체윤활 구역
 $P = P_c, \theta < 1$: 캐비테이션 구역

2.2 운동 방정식

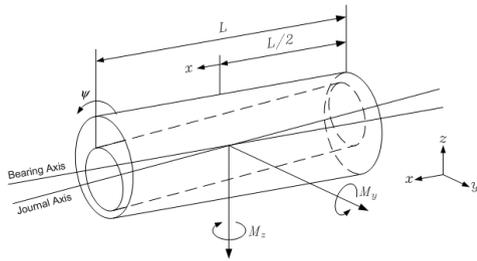
엔진 베어링에서 피스톤 관성력이 윤활유막에 작용하는 하중을 계산하기 위해 사용된 운동 방정식은 다음과 같다[6].

$$M\ddot{q} + D\dot{q} + Kq = f \quad (2-2)$$

$$f = f^{(a)} + f^* + i^* \quad (2-3)$$

2.3 베어링 하중 및 모멘트

엔진 베어링의 윤활해석에 사용된 베어링 하중에 관한 식과 그림 1에 나타낸 바와 같이 크랭크축의 경사도를 발생시키는 모멘트에 관한 식은 다음과 같다.



[그림 1] 저널베어링 경사도

$$F_y = \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p(x, \psi) \sin \psi \, dx d\psi \quad (2-4)$$

$$F_z = \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p(x, \psi) \cos \psi \, dx d\psi \quad (2-5)$$

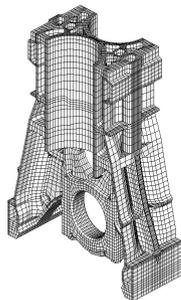
$$M_y = \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p(x, \psi) x \cos \psi \, dx d\psi \quad (2-6)$$

$$M_z = \int_0^{2\pi} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} p(x, \psi) x \sin \psi \, dx d\psi \quad (2-7)$$

3. 수치적 해석

3.1 해석모델 및 조건

해석에 사용된 엔진 베어링은 직렬 4기통 가솔린 엔진에 장착된 것으로 행정은 92.8mm, 보어 크기는 80mm를 갖는다. 또한, 크랭크축의 변위가 가장 크게 발생하여 윤활조건이 가장 가혹한 3번째 엔진 베어링을 해석 대상으로 하였으며 엔진 베어링의 직경은 60mm, 폭은 19mm, 유막간극은 25 μ m이다. 해석에 사용된 엔진 베어링의 유한요소모델과 물성치를 그림 2와 표 1에 보여주고 있다.

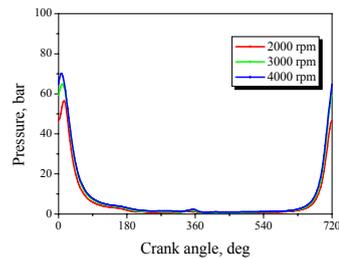


[그림 2] 엔진 베어링 유한요소 모델

[표 1] 엔진 베어링 물성치

재료	알루미늄 합금
탄성계수	72GPa
포아송 비	0.33
항복응력	410MPa

그림 3에는 4행정 동안 엔진 연소실에서 발생한 폭발 압력을 엔진속도(engine speed)가 2,000~4,000rpm인 경우에 대해서 나타내었으며 나타낸 폭발압력 값은 엔진 베어링 해석에 사용하였다.



[그림 3] 엔진속도에 따른 실린더 내 폭발압력

3.2 해석방법

크랭크축 모멘트에 의해 발생하는 크랭크축의 경사도가 엔진 베어링 유막거동 특성에 어떠한 영향을 미치고 있는지를 파악하고자 레이놀즈 방정식과 운동 방정식을 연계하여 엔진 베어링의 유막두께, 압력분포와 크랭크축의 경사도(ψ)를 해석하였다

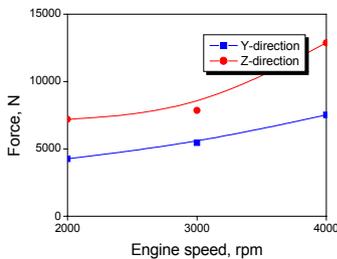
EXCITE를 이용한 수치해석 방법을 보면, 운동 방정식에서 계산된 하중으로부터 엔진 베어링 유한요소 모델에 대한 탄성 변형량이 구해진다. 유한요소해석에 의해 구해진 탄성 변형량으로부터 엔진 베어링에 발생하는 압력분포를 계산하고, 이 계산 결과로부터 베어링에 발생한 압력분포를 적분한 하중값과 운동 방정식으로부터 계산한 하중값을 비교하여 이들 계산치가 적당한 오차범위 이내에서 수렴하게 되면 엔진 베어링의 유막두께와 압력분포가 구해지게 된다. 이때 사용된 레이놀즈 방정식은 2차 후방 차분법으로 이산화하여 가우스 자이텔(Gauss-Seidel) 방법을 사용하였고, 운동 방정식은 뉴턴랩슨(Newton-Raphson)방법으로 계산하여 유막의 거동특성을 고찰하였다[6].

4. 해석결과 및 고찰

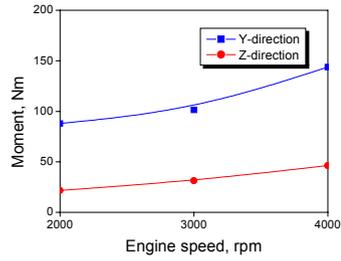
그림 4에는 엔진 폭발압력과 관성력에 의해서 크랭크축에 발생하는 최대하중 값을 엔진속도 변화에 따라서 나타내었다. 엔진 베어링 유막두께에 큰 영향을 미치는 수직방향 하중의 경우 2000rpm에서 3000rpm 영역에서는 엔진속도 증가에 따른 최대하중 값이 원만하게 증가하지만 관성력이 큰 영향을 미치는 고속영역의 경우 최대하중 값이 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 특히, 엔진속도가 3000rpm 이상부터는 수직방향의 하중(F_z)이 횡방향의 하중(F_y)보다 더 급격하게 증가하는 것을 알 수 있다.

그림 5에는 엔진 폭발압력과 관성력에 의해서 크랭크축에 발생하는 최대 모멘트 값을 엔진속도 변화에 따라서 나타내었다. 엔진속도 2000rpm에서 3000rpm 영역에서는 횡방향과 수직방향 최대 모멘트 값이 일정한 비율로 증가하는 경향을 나타낸다. 하지만 엔진속도가 증가함에 따라 급격히 증가하는 관성력에 의해서 3000rpm 이상부터는 횡방향 최대 모멘트 값이 급격히 증가하게 된다. 특히, 엔진속도가 증가함에 따라 횡방향의 모멘트(M_y)가 수직방향의 모멘트(M_z)보다 더 급격하게 증가하는 것을 알 수 있다.

그림 6에는 크랭크축에 작용하는 모멘트에 의해서 발생하는 경사도를 나타내고 있다. 그림 6에서 볼 수 있는 것과 같이 크랭크축에 발생하는 모멘트를 고려하지 않을 경우 크랭크축의 경사도는 거의 발생하지 않는다. 또한, 횡방향과 수직방향 모멘트를 고려하였을 때 그림 6(가)와 그림 6(나)에 보여주는 바와 같이 엔진속도가 증가할수록 크랭크축 경사도가 서서히 증가하는 것을 나타내고 있다. 특히, 횡방향 모멘트에 의해서 발생하는 수직방향 경사도가 수직방향 모멘트에서 의해서 발생하는 횡방향 경사도 보다 엔진속도 증가에 따라서 급격히 증가하는 것을 알 수 있다.

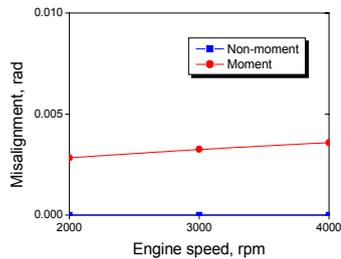


[그림 4] 엔진속도에 따른 크랭크샤프에 가해지는 최대 하중의 변화

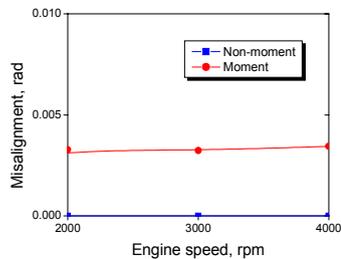


[그림 5] 엔진속도에 따른 크랭크샤프에 가해지는 최대 모멘트의 변화

그림 7에는 크랭크축의 경사도를 고려하지 않았을 때와 고려했을 때 엔진속도에 따른 최소유막두께의 변화를 나타내고 있다. 전체적으로 두개의 그래프 비교해 보았을 때 최소유막두께가 경사도를 고려하지 않을 때보다 고려했을 때 2.4~2.7 μ m정도 감소하는 것을 볼 수 있다. 또한, 엔진 폭발압력이 최소유막두께에 큰 영향을 미치는 저속영역에서 엔진 회전에 의한 관성력이 큰 영향을 미치는 고속영역으로 변화 할수록 최소유막두께가 점점 감소하는 것을 알 수 있다.



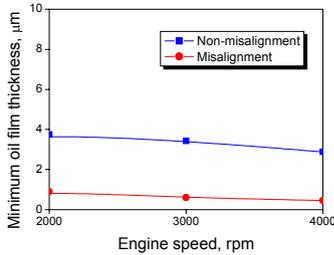
(가) 수직방향의 경사도



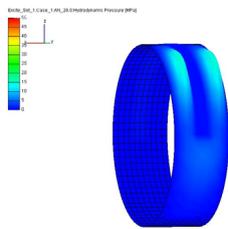
(나) 횡방향의 경사도

[그림 6] 엔진속도에 따른 크랭크샤프의 최대 경사도의 변화

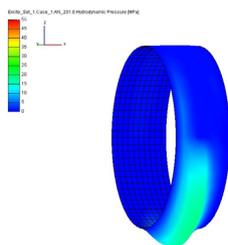
그림 8, 9에는 크랭크축의 경사도를 고려하지 않았을 때와 고려했을 때 엔진속도에 따른 유막압력분포를 나타내고 있다. 전체적으로 유막압력분포의 형상을 보면 경사도를 고려하지 않았을 경우에는 압력분포가 대칭인 모양을 띠고 있지만 경사도를 고려했을 경우에는 베어링 한쪽 가장자리 부분에 최대압력이 발생하는 것을 볼 수 있다. 엔진 속도가 2000rpm일 때 경사도를 고려하지 않았을 경우 최대유막압력이 18.8MPa이고 경사도를 고려한 경우 최대유막압력이 20.3MPa이므로 두 값을 비교하였을 때 큰 차이를 나타내고 있지 않다. 하지만 엔진 속도가 4000rpm일 때 경사도를 고려하지 않은 경우 최대유막압력이 40.5MPa이고 경사도를 고려한 경우 최대유막압력이 58.4MPa이므로 두 값을 비교해 보면 엔진속도가 2000rpm일 때 보다 큰 차이를 나타내고 있다.



[그림 7] 엔진속도에 따른 최소유막두께의 변화

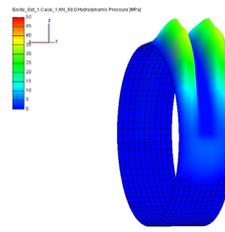


(가) 경사도를 고려하지 않았을 때

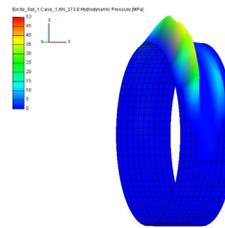


(나) 경사도를 고려했을 때

[그림 8] 엔진속도가 2000rpm일 때 유막압력 분포



(가) 경사도를 고려하지 않았을 때



(나) 경사도를 고려했을 때

[그림 9] 엔진속도가 4000rpm일 때 유막압력 분포

4. 결론

본 연구에서는 크랭크축에 발생하는 모멘트를 계산하여 적용함으로써 크랭크축의 경사도를 고려하지 않은 상태와 경사도를 고려한 상태에서 엔진 베어링의 윤활막 거동상태를 비교평가 하였다.

해석결과 엔진 베어링의 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 최소유막두께는 크랭크축의 경사도를 고려한 경우가 고려하지 않은 경우보다 16~24% 정도 감소하였다. 최대유막압력 분포는 경사도를 고려한 경우 베어링의 가장자리 부분에서 최대 유막압력이 집중하여 발생함으로써 윤활막 파손 가능성을 높게 하였다. 또한, 엔진속도가 2000rpm일 때 경사도를 고려하지 않은 경우와 고려한 경우 최대 유막압력 값을 비교해 보면 8%정도 증가하였지만 고속영역인 4000rpm일 때는 44%정도 증가함으로써 관성력이 극대화되는 고속영역에서 크랭크축의 경사도는 최대유막압력에 매우 큰 영향을 미치고 있다는 것을 알 수 있었다. 따라서 크랭크축의 경사도를 고려하지 않고 윤활막 거동을 예측할 경우 윤활막 파손으로 인한 엔진 베어링의 마모 및 소착을 유발할 수 있으므로 엔진 베어링 설계 시 크랭크축의 경사도를 고려하여 윤활막 거동을 예측하는 것이 매우 중요하다고 판단된다.

참고문헌

- [1] C. K. Kim, D. C. Han, "Finite Element Analysis to Analyzing the Oil Film Pressure Distribution due to Viscosity Conditions in Engine Bearing", J. of KSTLE, Vol. 11, No. 1, pp. 12-19, 1995.
- [2] H. H. Priebsch, J. Krasser, "Simulation of the Oil Film Behaviour in Elastic Engine Bearings Considering Pressure and Temperature Dependent Oil Viscosity", 23th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Vol. 32, pp. 651-659, 1997.
- [3] M.-T. Ma, G. Offner, B. Loibnegger, H. H. Priebsch, and I. R. W. McLuckie, "A fast approach to model hydrodynamic behaviour of journal bearings for analysis of crankshaft and engine dynamics", 30th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Vol. 43, pp. 313-327, 2003.
- [4] B. S. Prabhu, "An Experimental Investigation on the Misalignment Effects in Journal Bearings", Tribology Trans. STLE, Vol. 40, No. 2, pp. 235-242, 1997.
- [5] EXCITE User's manual, Version 6.1, AVL, 2004.
- [6] Oliver Knaus, Bernhard Loibnegger, Hubert M. Herbst and Gudrun Kreuzwirth", Einfluss von Strukturodynamik und elastohydrodynamischer Lagerung auf die Pleuelgestaltung", MTZ, Jahrgang 63, pp. 546-554, 2002.

김 한 구(Han Goo Kim)

[정회원]



- 1994년 2월 : 홍익대학교 기계공학과 (공학사)
- 1996년 2월 : 홍익대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2007년 8월 : 홍익대학교 기계공학과 (공학박사)
- 1996년 1월 ~ 2005년 10월 : 쌍용자동차 기술연구소
- 2005년 10월 ~ 2009년 8월 : 르노삼성자동차 중앙연구소
- 2009년 9월 ~ 현재 : 다불산업(주) 기술연구소 연구소장

<관심분야>

자동차 엔진 트라이블로지, 최적설계, 구조진동해석