

탄성유체윤활에서 작동하는 커넥팅 로드 베어링의 윤활막 거동에 관한 수치적 연구

김 청 균* · 김 한 구

홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

Numerical Analysis on the Oil Film Behaviors of Connecting Rod Bearings Based on the Elastohydrodynamic Lubrication

Chung Kyun Kim* · Han Goo Kim

Tribology Research Center, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received 28 November 2003 / Accepted 21 June 2004)

Abstract : The purpose of this paper is analyzing the oil film pressure distribution and the minimum oil film thickness for a connecting rod bearing using an AVL's EXCITE program. It is very important to understand optimized oil supplying holes and oil groove dimensions for supporting sufficiently inertia forces and gas pressures from the combustion chamber for a Diesel engine. The computed results indicate that the optimized oil groove width of a bearing and oil hole of a journal are recommended for high performance of a connecting rod bearing at the elastohydrodynamic lubrication zone. These results as design parameters are very useful data for a bearing designer as a firm reference of an automotive engine.

Key words : Connecting rod bearing(커넥팅 로드 베어링), Oil groove(윤활 그루브), Oil hole(윤활 공급구), Minimum oil film thickness(최소유막두께)

Nomenclature

p : pressure
 θ : fill ratio
 h : clearance height
 η : viscosity
 $u_{1(2)}$: circumferential velocity of journal (shell)
 t : time
 $x(z)$: coordinate in circumferential (axial) direction
 M : mass matrices
 D : damping matrices
 K : stiffness matrices

q : displacement vector
 $f(a)$: external forces vector
 f^* : constrained forces vector
 i^* : non-linear inertia forces vector

1. 서 론

커넥팅 로드 베어링(connecting rod bearing)은 엔진의 연소과정에서 발생된 폭발압력과 피스톤-커넥팅 로드로 연결되는 관성력을 효과적으로 회전지지 하는 핵심부품이다. 엔진의 팽창 행정에 따른 불안정한 변동하중을 커넥팅 로드 베어링의 윤활유막에 의해 효과적으로 하중지지를 할 수 있다는 것은 대단히 중요하다.

*To whom correspondence should be addressed.
ckkim@wow.hongik.ac.kr

저널 베어링에 엔진오일 공급이 원활하게 일어나도록 하기 위해 베어링 마찰부에는 커넥팅 로드 대단부(big end)와 연결된 크랭크축 저널부의 윤활 공급구(oil hole)를 통하여 적당량의 윤활유가 공급되어야 한다. 공급된 윤활유에 의해 형성된 유막(oil film)은 연소과정에서 발생된 충격압력이나 관성하중을 충분히 담당할 수 있는 강도를 유지해야 한다.

최근의 엔진은 고출력, 고속, 경량, 저공해 운전조건에 큰 관심을 갖고 신기술 개발을 추진하고 있다. 여기에 엔진의 내구성을 추가하면, 베어링은 대단히 가혹한 조건에서 운전해야하기 때문에 피스톤으로부터 전달되는 변동하중을 효과적으로 담당하기 위해서 커넥팅 로드 베어링에는 충분한 유막강도를 확보하고 있어야 한다. 그렇게 되면, 피스톤은 안정된 왕복운동을 하고, 엔진은 가혹한 운전조건과 내구성을 모두 만족하게 된다.¹⁾

커넥팅 로드 베어링이 연소압력과 관성력을 받으면서 고속 회전운동을 하게 되면, 공급된 윤활유가 부족하거나, 또는 노킹(knocking)에 의해 유막이 손상되는 경우가 발생한다.²⁾ 베어링의 마찰표면에 부적절한 유막의 형성은 탄성유체윤활 → 혼합윤활 → 경계윤활 → 건조마찰이라는 과정을 거치면서 베어링의 유막이 극도로 얇아져 마멸로 연결된다. 즉, 윤활막막의 파손은 응착마멸(adhesive wear), 스키핑(scuffing), 시저(seizure) 등으로 이어지는 베어링의 고장발생을 일으키게 된다.³⁻⁵⁾ 따라서, 커넥팅 로드 베어링의 마찰면에 공급된 윤활유에 의한 최소유막두께(minimum oil film thickness)가 적정 수준 이상으로 형성되어야 특히 응착마멸이 발생되지 않는다.

또한, 적정점도를 유지할 수 있는 윤활유를 선정하여 최적의 유막 강성도를 유지하면 연소압력과 관성력을 충분히 담당할 수 있으므로 커넥팅 로드 베어링의 내구성은 보장된다. 나날이 향상되는 엔진의 성능과 내구성을 확보하기 위해서는 커넥팅 로드 베어링의 최소유막두께와 유막의 압력분포를 엄밀하게 해석하는 것이 필요하다. 커넥팅 로드 베어링의 설계에서 요구하는 베어링의 오일 그루브(oil groove)와 저널의 윤활 공급구(oil hole)에 대한 데이터는 본 연구를 통하여 고찰될 수 있다. 따라서,

본 연구에서는 최적화 설계작업의 일환으로 탄성유체윤활(elastohydrodynamic lubrication) 조건에서 운전되는 커넥팅 로드 베어링의 윤활역학 문제를 AVL사에서 개발한 EXCITE⁶⁾ 프로그램을 사용하여 해석적으로 규명하고자 한다.

2. 이론 · 수치적 해석

2.1 지배 방정식

2.1.1 레이놀즈 방정식

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

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{1}{12\eta} h^3 \theta \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \left(\frac{u_1 + u_2}{2} \right) \frac{\partial(h\theta)}{\partial x} + \frac{\partial(h\theta)}{\partial t}$$

상기의 레이놀즈 방정식을 해석하기 위해 사용된 커넥팅 로드 베어링의 경계조건⁶⁾을 요약하면 다음과 같다.

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

2.1.2 운동 방정식

커넥팅 로드 베어링에서 피스톤 관성력이 윤활유막에 작용하는 하중을 계산하기 위해 사용된 운동방정식⁷⁾은 다음과 같다.

$$M \cdot \ddot{q} + D \cdot \dot{q} + K \cdot q = f$$

$$f = f^{(a)} + f^* + i^*$$

2.2 해석모델 및 해석조건

해석에 사용된 커넥팅 로드 베어링은 디젤엔진에 장착된 것으로 엔진의 회전수는 2,500rpm, 행정은

98mm, 실린더 직경은 80mm, 피스톤의 무게는 0.6kg 을 갖는다. 또한, 로드 베어링의 직경은 62mm, 폭은 24mm, 유막간극은 $30\mu\text{m}$ 이고, 사용된 디젤엔진 오일의 점도는 $0.1\text{Pa} \cdot \text{s}$ 이다. 해석에 사용된 베어링 그루브 형상은 Fig. 1에 나타내었다.

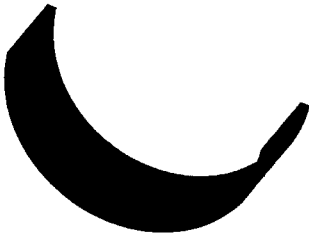


Fig. 1 Connecting rod bearing groove

엔진의 4행정 동안에 연소실에서 발생된 대표적인 압력분포는 Fig. 2과 같다. 폭발행정에서 153bar 정도의 최고압력이 상사점 부근에서 발생하는 압력 변동 데이터를 사용하여 해석하였다.

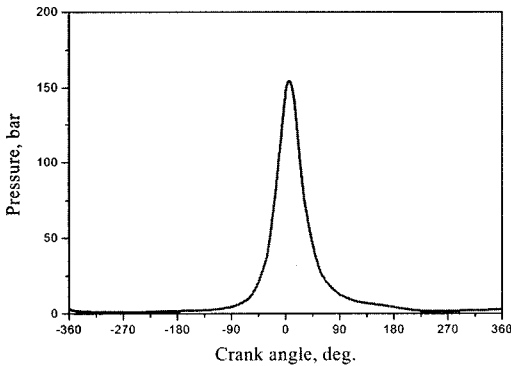


Fig. 2 Engine cylinder pressure

2.3 해석방법

커넥팅 로드 베어링의 유막두께와 압력분포는 레이놀즈 방정식과 운동 방정식을 연계하여 해석함으로써 얻을 수 있다. 해석에 사용된 AVL사의 EXCITE 프로그램은 Fig. 3에서 제시한 해석방법처럼 커넥팅 로드 베어링의 그루브와 굽유구의 형상이 윤활막의 거동특성에 어떠한 영향을 미치는지를 해석하였다.

EXCITE를 이용한 수치해석 프로세스를 보면, 운동 방정식에서 계산된 하중으로부터 커넥팅 로드

유한요소 모델에 대한 탄성 변형량이 구해진다. 유한요소해석에 의해 구해진 탄성 변형량으로부터 베어링에 발생하는 압력분포를 계산하고, 이 계산 결과로부터 베어링에 발생한 압력분포를 적분한 하중값과 운동 방정식으로부터 계산한 하중값을 비교하여 이들 계산치가 적당한 오차범위 이내에서 수렴하게 되면 베어링 마찰면의 탄성 변형량과 압력분포가 구해지게 된다.⁷⁾ 이때 사용된 레이놀즈 방정식은 2차 후방 차분법으로 이산화하여 가우스 자이텔 (Gauss-Seidel) 방법을 사용하였고, 운동 방정식은 뉴턴 램슨(Newton-Raphson) 방법⁶⁾으로 계산하여 유체박막의 거동특성을 고찰하였다.

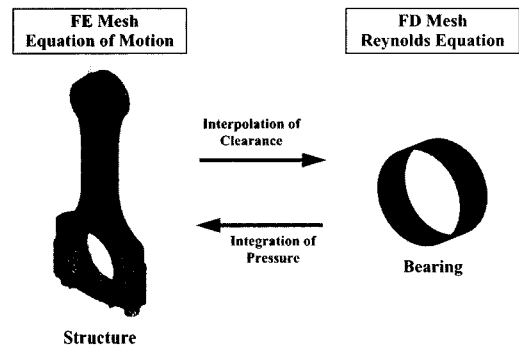


Fig. 3 Solution structure of the total system between elastohydrodynamic lubrication and fluid film lubrication

3. 해석결과 및 고찰

커넥팅 로드 베어링의 유한차분 해석모델에서 사용한 FD 분할수는 원주방향으로 90개, 축방향으로 13개로 각각 나누었으므로 총 1170개이다. Fig. 4는 커넥팅 로드 베어링의 폭이 24mm와 32mm로 주어질 경우, 베어링의 윤활 그루브 폭 변화에 따른 최소 유막두께의 해석결과를 각각 제시하고 있다. Fig. 4에서 베어링의 윤활 그루브 폭이 증가할수록 베어링에 형성된 최소유막두께는 빠르게 얇아지고 있음을 보여주고 있다. 즉, 32mm의 베어링 폭을 갖는 커넥팅 로드 베어링에서 2mm 윤활 그루브 폭을 갖는 경우는 $1.7\mu\text{m}$ 의 최소유막을 형성하지만, 13mm 그루브 폭을 갖는 베어링은 $0.8\mu\text{m}$ 으로 53%나 줄어드는 초박막 상태를 유지한다. 또한, 24mm의 베어링 폭을 갖는 커넥팅 로드 베어링에서 2mm 윤활 그루

브 폭을 갖는 경우는 $1.3\mu\text{m}$ 의 최소유막을 형성하지만, 11mm 그루브 폭을 갖는 베어링은 $0.6\mu\text{m}$ 으로 54%나 줄어드는 초박막 윤활상태를 유지한다. Fig. 4에서 제시한 결과처럼, 서로 다른 폭을 갖는 두 가지 베어링에서 베어링의 폭이 윤활막 형성에 큰 영향을 미치고 있다는 사실을 보여주고 있다.

베어링에서 윤활 그루브 폭의 증가는 최소유막두께의 대폭적 감소를 초래하기 때문에 베어링에 형성된 유막은 현재의 탄성유체윤활 조건에서 경계윤활이나 건조마찰 상태로 미끄럼 마찰조건이 급격하게 이동할 것이라는 예측이 가능해진다. 따라서, 베어링의 윤활 그루브 폭은 가능한 작게 설치하여 최소유막두께를 안정적으로 확보하는 것이 대단히 중요하다.

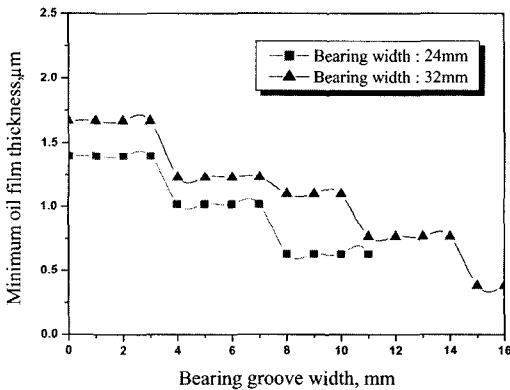


Fig. 4 Minimum oil film thickness vs oil groove width of a bearing for two bearing width models

Fig. 5는 커넥팅 로드 베어링의 폭 24mm와 32mm인 경우, 윤활유를 공급하는 저널에 설치된 윤활 공급구(oil hole)의 지름이 변하기 때문에 발생하는 최소유막두께를 보여주고 있다. 해석 결과에 의하면, 베어링의 폭이 24mm인 경우는 저널에 가공된 윤활 공급구의 직경이 7mm 이상으로 증가되면서 최소유막두께는 급격하게 줄어들어 윤활막은 불안정해진다. 그러나, 베어링의 폭이 32mm인 경우는 윤활 공급구의 직경이 12mm 이상으로 증가되어야 최소유막두께가 줄어드는 현상이 발생하고 있음을 보여준다. 이들 해석 결과에 의하면, 저널에 제작된 윤활 공급구는 커넥팅 로드 베어링의 폭 대비 33% 정도로 설계하는 것이 바람직하다는 결과를 제시한다.

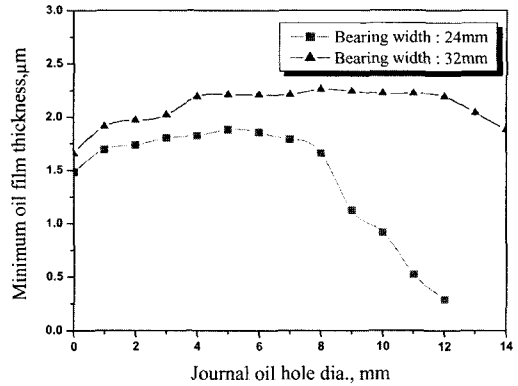


Fig. 5 Minimum oil film thickness vs oil hole diameter of a journal for two bearing width models

Fig. 6은 커넥팅 로드의 베어링 폭이 24mm인 경우에 저널에 가공된 윤활 공급구의 설치 위치가 변하기 때문에 발생하는 최소유막두께의 변화를 크랭크축의 회전각도 대하여 계산한 결과이다. 베어링에 형성된 최소유막두께는 저널의 주변에 가공된 윤활 공급구의 설계 위치에 따라 크게 달라지는 해석결과를 Fig. 6에서 분명하게 보여주고 있다. 즉, 저널에 설치된 윤활 공급구의 위치가 90° 로 저널의 측면에 설치한 경우의 유막이 가장 안정적이고, 최소유막두께도 180° 인 바닥면에 설치하는 것보다는 폭발행정에 의한 가혹한 연소가스압력 조건에서 작동한다 할지라도 두껍게 나타났다. 따라서, 저널에 설치하는 윤활 공급구는 커넥팅 로드의 상·하부(0° 또는 180° 부근)보다는 측면부(90° 또는 270° 부근)에 설치하는 것이 유리함을 알 수 있다.

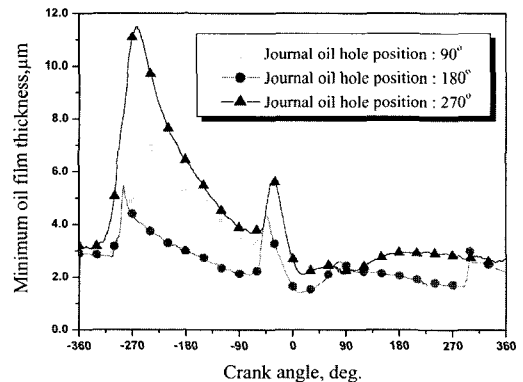


Fig. 6 Minimum oil film thickness vs crank angle for three oil hole positions of a journal with a bearing width = 24mm

Fig. 7은 커넥팅 로드 베어링의 폭이 24mm인 경우에 저널에 가공된 윤활 공급구의 가공 위치에 따라 계산된 최소유막두께를 나타내고 있다. 커넥팅 로드 베어링에 설치된 윤활 공급구는 90°를 중심으로 60°~120° 구역이나, 270°를 중심으로 240°~270° 구역에 위치하는 것이 가장 우수한 최소유막두께를 보장받을 수 있다. 그러나, 윤활 공급구를 150°~210° 구역에 설치하면, 연소가스의 폭발압력에 의해 최소유막두께가 상대적으로 얇아지기 때문에 문제가 될 우려가 높으므로 가능한 이 구역을 피하여 공급구를 설치하는 것이 좋다.

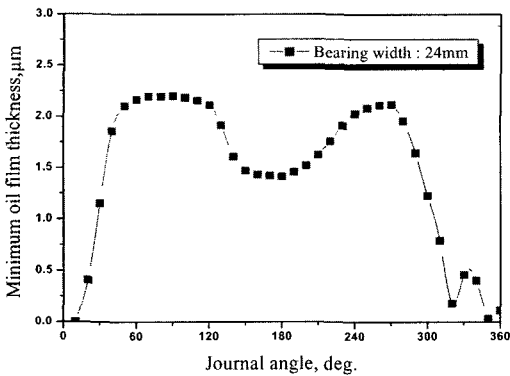


Fig. 7 Minimum oil film thickness vs oil hole position of a journal for the given bearing width of 24mm

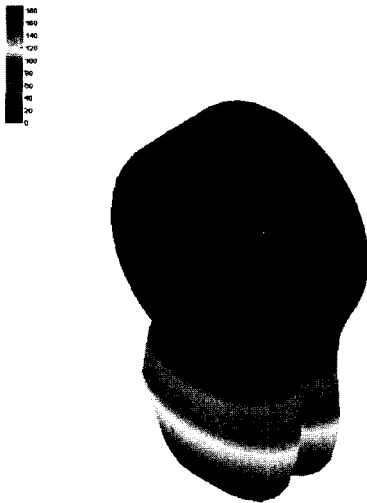


Fig. 8 Pressure distribution of an oil film in connecting rod bearing with an oil groove of a bearing (pressure unit : bar)

Fig. 8은 베어링의 마찰면에 윤활 그루브가 있는 경우, 원활한 윤활유 공급으로 생성된 윤활유막의 압력분포를 보여주고 있다. 여기서, 윤활 그루브가 설치되어 있는 지역은 윤활유가 공급되는 통로이기 때문에 윤활유의 압력이 걸리지 않는 압력분포 패턴을 보이고 있다. 결국, 커넥팅 로드 베어링의 윤활막에 의해 형성된 Fig. 8의 압력분포는 연소가스 압력이나 피스톤-커넥팅 로드의 관성력을 충분히 지지할 수 있도록 유막설계를 해야 한다.

4. 결론

커넥팅 로드 베어링의 최소유막두께와 압력분포에 관련된 윤활유막 거동특성은 윤활 그루브와 윤활 공급구의 크기, 설치 위치 등에 따라 크게 변한다. 탄성유체윤활 조건을 고려한 로드 베어링의 윤활막 거동특성 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 베어링의 그루브 폭은 가능한 작게 설치하여 최소유막두께를 안정적으로 유지하는 것이 바람직하다. 그러나, 최소유막두께는 베어링에 걸리는 하중조건을 모두 담당해야 하고, 동시에 공급된 윤활유의 유동성이나 냉각성에 의해 손상받지 않을 정도로 운전조건에 적합한 윤활 그루브 폭은 최적의 조건으로 설계해야 한다.
- 2) 윤활유를 공급하는 저널에 설치된 윤활 공급구의 지름은 커넥팅 로드 베어링의 폭 대비 33% 이내로 최적화 설계를 하는 것이 바람직하다. 윤활 공급구를 크게 하면 윤활유의 공급 유동성은 대단히 우수해지지만 최소유막두께가 급격하게 줄어드는 문제점이 있다.
- 3) 저널에 설치된 윤활 공급구는 폭발행정이 일어나는 각도 180° 부근에 설치하면 최소유막이 불안정해지면서 대단히 얇아지기 때문에 윤활유막 손상을 입을 우려가 높으므로 이곳에 윤활 공급구를 설치하지 않는 것이 좋다. 따라서, 윤활 공급구는 저널의 측면 지역인 90°나 270° 부근에 설치하는 것이 안정된 유막두께를 확보하게 된다.

References

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) C. K. Kim, I. K. Lee, "Studies of Oil Related Tribological Failures of Automotive Engines," 28th Proceedings of KSTLE Conference, pp.244-251, 1998.
 - 3) B. K. Gupta, R. M. Phelan, "The Load Capacity of Short Journal Bearing with Oscillating Effective Speed," ASME J. of Basic Engineering, Vol.86, pp.348-354, 1964.
 - 4) M. Takasaki, C. Ettles, M. McC., "The Effect of Added Rotation on Crosshead Bearing Performance," J. of Tribology Trans. ASME, Vol.107, No.1, pp.104-109, 1985.
 - 5) M. B. Aitken, H. McCallion "Elastohydrodynamic Lubrication of Big-end Bearings, Part 2: Ratification," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol.205, No.C2, pp.107-119, 1991.
 - 6) EXCITE User manual, Version 5.1, AVL, 2001.
 - 7) Oliver Knaus, Bernhard Loibnegger, Hubert M. Herbst, Gudrun Kreuzwirth, "Einfluss von Strukturodynamik und Elastohydrodynamischer Lagerung auf die Pleuelgestaltung," MTZ, Jahrgang 63, pp.546-554, 8/2002.