Journal of the KSTLE Vol. 25, No. 1, February 2009, pp. 1~6
The Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers

자동차용 엔진베어링의 최적설계에 관한 해석적 연구

김한구 · 김청균*†

르노삼성자동차 중앙연구소
*홍익대학교 트리보·메카·에너지기술 연구센터

Analytical Study on the Optimized Design of Engine Bearings for a Passenger Car

Han Goo Kim and Chung Kyun Kim*†

Technical Center, Renault Samsung Motors
**Research Center for Tribology, Mechatronics and Energy Technology Center, Hongik University*
(Received October 1, 2008; Revised January 1, 2009; Accepted February 10, 2009)

Abstract – In this paper, the minimum oil film thickness and the maximum oil film pressure of engine bearings have been analyzed by using the elastohydrodynamic theory and Taguchi's design method as functions of the oil groove width, oil hole diameter, oil hole position, and oil supply pressure. The optimized design of the engine bearing for an automotive Diesel engine is very important for supporting a load-carrying capacity due to gas pressures from the engine combustion chamber and inertia forces of the piston. The optimized design data of engine bearings indicated that the optimized oil groove width and an oil diameter of a engine bearing are 8mm at the speed of 2,000 rpm for a given 4-cylinder Diesel engine. Thus, the oil groove oil groove and an oil hole for high performances of an engine bearing may be considered as major design parameters compared to other design factors, which are strongly related to the minimum oil film thickness and the maximum oil pressure distribution of the engine oil.

Key words – engine bearing(엔진베어링), oil groove(오일 그루브), oil hole(오일구멍), oil supply pressure (오일공급압력), minimum oil film thickness(최소유막두께)

1. 서 론

자동차에서 엔진베어링(engine bearing)은 연료를 태우는 과정에서 순간적으로 발생하는 폭발압력에 의해 움직이는 피스톤의 직선왕복운동을 커넥팅로드와 크랭크암의 연결 메커니즘에 의해 크랭크축의 회전운동으로 바꾸기 위해 사용하는 핵심부품이다. 엔진베어링은 커넥팅로드의 대단부에 조립되어 크랭크축의 저널부와는 미끄럼마찰 접촉운동을 하면서 엔진 구동부의 원활한 동력 생산과 전달에 기여하는 요소부품이다.

엔진베어링은 크랭크암의 회전토크를 받아서 크랭크축에 작용하는 동적하중을 엔진블록에 대해 지지하고 외부로의 원활한 동력전달을 위해 사용하는 핵심부품이지만, 불규칙한 변동하중을 감당하기 위해서는 베어링의 미끄럼마찰 접촉운동면에 연계된 트라이볼로지적 특성을 강화시킬 수 있도록 윤활유의 공급과 유막형성에 최적의 설계조건을 제공해야 한다. 베어링에 공급된 윤활유는 유막을 잘 형성하여 피스톤 헤드에 작용하는 연소압력에 의한 충격하중과 관성하중을 담당하면서 마찰손실을 최대한 줄이고, 마찰력에 의한 온도상승을 억제하는 물리적 윤활작용을 효과적으로 수행해야 한다.

엔진베어링의 트라이볼로지적 성능과 내구성은 엔진의 흡입, 압축, 팽창, 배기라는 각각의 행정과정에서 발생한 변동하중, 특히 팽창과정에 발생하는 폭발압력과

†주저자 · 책임저자 : chungkyunkim@hongik.ac.kr

최대 회전력에 의한 관성하중을 충분히 지지할 수 있도록 오일유막 형성에 필요한 미끄럼마찰 접촉표면의 진원도 정밀가공과 감마소재, 오일구멍(oil hole), 오일 공급용 그루브(groove) 등을 유기적으로 설계하는 것이 중요하다.

엔진베어링에 대한 하드웨어적 설계와 제작기술이 아무리 우수해도 윤활유 공급에 의한 유막형성과 유막강성도가 취약하다면 베어링의 하중지지 능력은 급격하게 떨어져 베어링의 저마찰 특성과 하중담당 내구성은 보장할 수 없다. 그 결과로 크랭크축은 원활한 구동력을 확보하지 못하게 되면서 엔진베어링에서의 마찰력은 증가하고 연비는 급격하게 나빠지며, 고마찰과 마멸로 인해 엔진의 고장발생 가능성은 더욱 높아지고, 마찰 구동부에서 발생하는 진동과 소음으로 인한 문제점에 시달리게 된다.

따라서 엔진베어링에 공급된 엔진오일로 인해 형성되는 견고한 유막형성은 베어링에 작용하는 모든 하중을 유체동력학적으로 지지할 수 있게 된다. 엔진베어링에 엔진오일의 원활한 공급이 가능하도록 하기 위해서는 엔진의 실린더 블록에 만든 오일구멍을 통해 엔진베어링의 미끄럼 마찰접촉부에서 필요한 적량을 공급할 수 있도록 최적의 오일공급 순환설계를 해야 한다. 오일구멍을 통해 공급된 엔진오일은 연소압력에 의한 충격하중이나 회전구동력에 의한 관성하중을 충분히 담당하고 마찰손실을 항상 최저로 유지할 수 있는 최소유막두께(minimum oil film thickness)를 형성하는 것이 최상의 베어링 설계조건이 된다.

최근의 엔진설계는 고출력, 고연비, 고속, 초경량, 저공해 운전조건과 같은 고전적인 신기술에 대한 관심이 높고, 여기에 새로운 자동화 연계 복합기술 개발을 추진하고 있다. 특히, 자동차의 품질보장 내구연한의 증가[1]는 자동차 엔진의 내구성 설계를 더욱 강조하게 되었고, 엔진베어링이나 핀부시, 오일시일과 같은 내구성 부품에 대한 품질문제를 제거하기 위한 기술개발에 박차를 가하고 있다.

베어링의 회전운동에 따른 동력손실을 줄이고, 내구성을 높이기 위한 신기술은 엔진의 변동하중에 효과적으로 대처할 수 있는 유막을 안정화시켜 충격하중에 견디면서 하중지지 역할을 충실하게 담당해야 크랭크축은 안정된 회전운동을 하고, 엔진은 설계자가 의도하는 가혹한 운전조건과 내구성을 모두 만족하게 된다[2].

크랭크축이 연소실의 불균일한 폭발압력과 피스톤의 불규칙한 관성력을 받으면서 회전운동을 하게 되면, 공급된 엔진오일은 유막간극에 안정되게 공급되지 못하면서 오일부족 현상이 발생하게 되고, 베어링의 미끄럼마찰 접촉표면에서는 윤활유막의 형성이 어려워진다는 사실은 잘 알려져 있다[3]. 베어링의 미끄럼마찰 접촉면에 불안정한 윤활유막의 형성은 불균일한 압력과 관성력에 의해 유막은 대단히 얇아지고, 그 결과로 마찰접촉 표면에는 응착마멸(adhesive wear), 시져(seizure) 등과 같은 열적손상에 의해 베어링은 더 이상 사용하기 곤란한 정도의 마멸고장을 유발한다[4,5].

따라서, 엔진베어링의 원활한 내하중 작동성을 보장받기 위해서는 미끄럼 마찰접촉 운동표면에 공급된 엔진오일에 의해 강인한 최소유막두께를 반드시 형성해야 엔진은 안정되게 작동한다. 높은 강성도를 갖는 윤활유막을 형성하기 위해서 충분한 윤활유의 공급도 중요하지만, 최소유막을 확보할 수 있도록 크랭크축 하중과 회전속도에 적합한 최적의 점도를 갖는 윤활유의 선정과 작동조건의 최적화도 중요하다. 즉, 최적의 윤활조건을 유지하면 불균일한 연소압력과 피스톤의 불규칙한 관성력을 담당하기 위한 하중지지 성능을 확보할 수 있어 엔진베어링의 하중지지 용량과 최저마찰손실을 보장받게 된다.

결과적으로 가혹한 운전조건에서 베어링의 성능과 내구성을 확보하기 위해서는 공급된 엔진오일에 의한 최소유막두께와 유막압력분포에 대한 엄밀한 수치해석과 최적설계를 통해 엔진베어링 설계에서 중요한 오일공급 그루브, 오일구멍, 오일 공급압력(oil supply pressure)에 대한 설계 데이터를 제공할 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 최적설계법으로 많이 사용하고 있는 다구찌의 설계방법을 사용하여 엔진베어링의 최적설계 인자로 고려되는 주요한 설계 파라메타에 대해 고찰하고자 한다.

2. 다구찌 해석 및 설계조건

2-1. 해석모델 및 해석조건

엔진베어링에 대한 최소유막두께와 유막압력분포에 관련된 유한요소해석 및 최적설계를 위해 사용한 직렬 4기통 디젤엔진의 행정은 85.6 mm, 보어는 86.2 mm이다. 이때 사용한 엔진베어링의 직경은 58 mm, 폭은 17.5 mm, 초기 밀봉간극은 30 μm이다.

디젤엔진의 정상적인 회전속도가 2000 rpm일 때, 엔진베어링에 가해지는 최대하중에 의해 엔진은 최대토크를 발생하게 된다. 따라서 엔진베어링에 작용하는 최악의 하중조건은 최고의 폭발압력이 순간적으로 가해

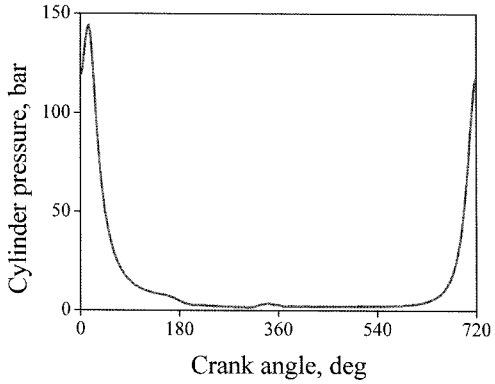


Fig. 1. Cylinder pressure of a Diesel engine at 2000 rpm.

질 때이므로, 이때의 작동조건을 베어링의 경계조건으로 사용하였다.

Fig. 1은 4기통 디젤엔진의 흡입, 압축, 팽창, 배기의 4행정과정에서 발생하는 연소실의 압력분포를 제시한 것으로, 본 해석에서는 엔진베어링에 작용하는 연소실의 연소압력을 경계조건으로 사용하였다.

2-2. 해석방법

엔진베어링에 걸리는 윤활유막의 압력분포에 베어링의 설계인자가 어떠한 영향을 미치겠는가를 해석하기 위해 레이놀즈 방정식과 운동 방정식을 연계하였다. 엔진베어링에 작용하는 유막두께와 압력분포는 운동 방정식에서 계산된 하중으로부터 엔진베어링의 유한요소 해석모델에 대한 탄성변형 거동량을 구하고, 이것을 엔진베어링에 적용한 탄성변형거동 유막의 압력분포를 계산하였다. 이때 엔진베어링에서 발생한 유막의 압력분포를 적분하여 얻은 하중값과 운동 방정식으로부터 계산한 하중값을 서로 비교하여 이들의 계산치가 허용가능한 오차범위 이내에서 수렴하게 되면 이때를 기준으로 엔진베어링의 유막두께와 유막압력분포 결과를 각각 구하였다.

유막두께와 유막압력에 관련된 레이놀즈 방정식을 해석하기 위해 2차 후방 차분법으로 이상화하여 가우스-자이델(Gauss-Seidel) 방법을 사용하였고, 운동 방정식에 대한 해석은 뉴톤-랩슨(Newton-Raphson) 방법을 사용하여 윤활유막의 거동특성을 고찰하였다[6].

2-3. 다구찌 설계법

다구찌법은 실험과 설계의 파라메터에 대한 최적조건을 결정하는 기준을 특성치의 산포로 정하는데, 특성치의 산포가 가장 적은 실험조건을 최적조건으로 결정하며, 특성치의 산포는 SN값에 의해 판단할 수 있다.

본 논문에서는 식 (1)에서 나타낸 것과 같이 특성치가 클수록 좋은 망대특성을 가지고 있는 최소유막두께와, 식 (2)에서 나타낸 것과 같이 특성치가 작을수록 좋은 망소특성을 가지고 있는 최대유막압력의 SN값에 대한 정의를 각각 보여주고 있다.

$$SN = -10\log\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{y_i^2}\right] \quad (1)$$

$$SN = -10\log\left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}y_i^2\right] \quad (2)$$

다구찌 설계법에서 망대특성을 갖는 최소유막두께의 경우, SN값이 크다는 것은 엔진베어링의 안전성과 밀접한 관계가 있는 최소유막두께를 안정적으로 유지하는데 효과적이라는 것이다. 또한 망대특성을 갖는 최대유막압력의 경우, SN값이 크다는 것은 엔진베어링의 하중지지 안전성을 확보하는데 유리하다는 것이다. 따라서, 엔진베어링이 주어진 하중조건에서 안정적으로 운전하기 위해서는 가능한 최소유막두께가 두껍고, 최대유막압력은 높게 유지하는 것이 베어링의 동력손실

Table 1. Factors and levels for Taguchi's method

		Factors			
		δ (mm)	φ (mm)	θ (deg)	p (MPa)
Levels	1	2	2	0	2
	2	4	4	20	4
	3	8	8	40	8

Table 2. Analysis layout of orthogonal array table of $L_9(3^4)$

Model no. \ Factors	δ	φ	θ	p
1	1	1	1	1
2	1	2	2	2
3	1	3	3	3
4	2	1	2	3
5	2	2	3	1
6	2	3	1	2
7	3	1	3	2
8	3	2	1	3
9	3	3	2	1

과 하중지지용량 측면에서 유리하다.

본 논문에서는 SN값을 사용하여 엔진베어링 설계의 핵심인자인 오일공급 그루브, 오일구멍, 오일공급압력과 같은 파라메터를 고려한 최적의 설계조건에 대한 성능평가는 간이분석법을 통하여 고찰하였고, 각각의 설계인자들이 특성값에 미치는 기여율을 계산하였다[7,8].

2-4. 설계 파라메타와 직교배열표

엔진베어링을 설계하는 과정에서 고려해야할 설계인자인 오일공급 그루부의 폭 δ, 오일구멍의 직경 φ, 오일구멍의 설치위치 θ, 오일의 공급압력 p을 최적설계의 주요 파라메터로 사용하였다.

Table 1에 보여준 것과 같이 설계인자로 고려한 4개의 파라메타들은 각각 3개의 수준에 대한 설계값을 선정하여 분석하였다. 또한, Table 2에서 제시한 것처럼, 설계인자 4개에 대한 파라메타를 3수준으로 나누어 3수준계 직교배열표인 $L_9(3^4)$형을 사용하여 나타내었다. 여기서 제시한 설계인자와 조합방법은 차후에 최적설계 작동조건을 결정하는 중요한 설계기법이 된다.

3. 해석결과 및 고찰

Fig. 2는 엔진베어링에 적합한 설계조건을 찾기 위해 고려한 9개의 해석모델에 대한 최소유막두께 해석결과를 제시하고 있다. Fig. 2의 해석결과에 의하면, 전체적으로 오일공급 그루브의 폭과 오일구멍의 직경이 큰 설계모델 7번, 8번, 9번과 3번에서 상대적으로 두꺼운 최소유막두께를 유지하는 것으로 나타났다. 해석모델에서 가장 작은 오일공급 그루브의 폭과 오일구멍의 직경을 가진 해석모델 1번은 가장 얇은 최소유막두께를 나타내고 있다. 이 경우는 유막압력이 높아 하중지지 능력이 우수해지지만, 유막의 손상 가능성이 높아 미끄럼마찰 접촉면에서의 열적손상을 받게 되면 베어링을 사용하지 못하게 된다. 반면에 가장 큰 오일공급 그루브의 폭과 오일구멍의 직경을 가진 해석모델 9번은 가장 두꺼운 최소유막두께를 갖는 것으로 나타났다. 이 경우는 오일공급이 상대적으로 충분하여 마찰손실 가능성이 줄어들어 열적손상 위험성은 없지만, 하중지지 능력이 떨어지는 문제점을 감수해야 한다. 그러나 여기서 제기한 최소유막두께의 차이가 크지 않으므로 가능한 높은 유막두께를 유지하는 것이 바람직하다.

따라서, 엔진베어링의 유막거동 안전성에 가장 큰 영향을 미치는 최소유막두께를 안정적으로 유지하기 위해서는 2,000 rpm에서 작동하는 4기통 디젤엔진 베어링의 오일 그루브와 오일구멍의 최적설계 조건으로 제시할 수 있는 8 mm 정도를 유지하는 것이 바람직하다.

Fig. 3은 엔진베어링의 유막간극에서 윤활유가 안정된 유체유동을 할 경우, 베어링의 간극에 형성되는 유막압력분포를 레이놀즈 방정식에 의거 해석한 결과를 보여주고 있다. Fig. 3에서 가장 높은 유막압력을 보여준 Model 1과 가장 낮은 유막압력을 나타낸 Model 9의 압력분포를 각각 제시하고 있다. Fig. 4에서 보여준 대표적인 두 개의 해석모델 1번과 9번은 유사한 형상의 유막압력 분포도를 나타내고 있다. 이들의 압력분포 거동특성을 분석해보면, Model 9는 Model 1보다 오일 그루브의 폭과 오일구멍의 직경을 4배나 크게 설계하였기 때문에 최대유막압력이 상대적으로 낮아진 해석결과를 제시하지만, 그 차이는 크지 않다. 엔진베어링에서 발생하는 열적손상의 대부분은 오일공급 부족으로 인해 최소유막두께가 충분하게 형성되지 못하기 때문에 발생되므로, 설계모델 9번처럼 오일 그루브와 오일구멍을 크게 설계하는 것이 바람직하다.

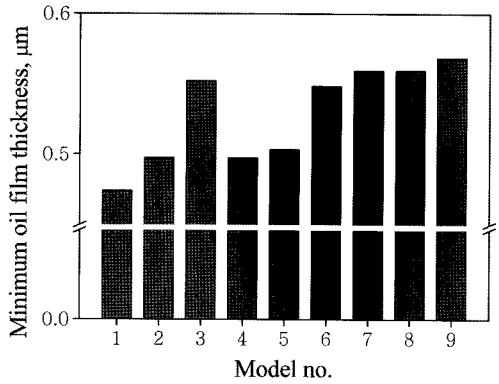


Fig. 2. Minimum oil film thickness of engine bearings.

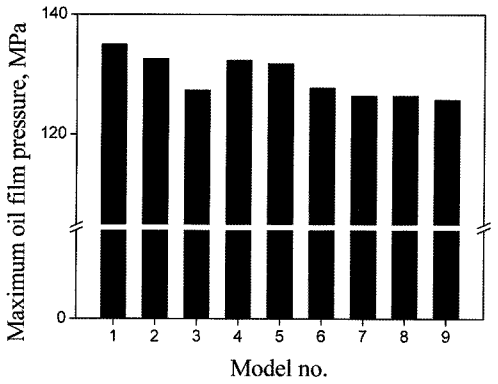
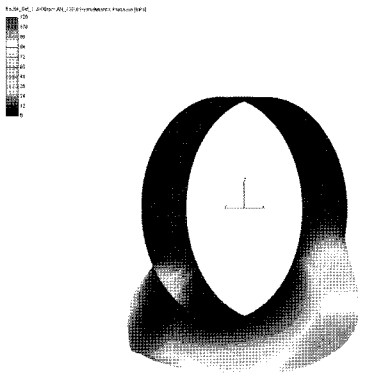
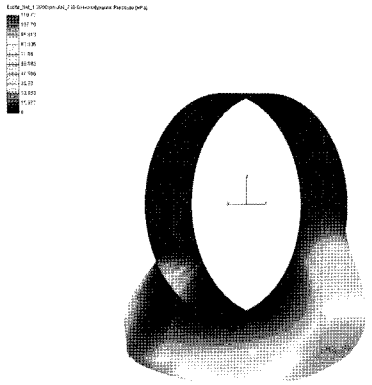


Fig. 3. Maximum oil film pressure of engine bearings.



(a) 1st Model



(b) 9th Model

Fig. 4. Maximum oil film pressure distribution of engine bearings.

Table 3은 Table 2의 직교 배열표에 의한 9개의 설계모델에 대해, 엔진베어링에서 발생하는 최소유막두께와 최대유막압력의 SN비를 나타낸 테이블이다. 엔진베어링에서 발생하는 최소유막두께가 두꺼울수록 베어링의 마찰손실 안정성에 유리하기 때문에 앞에서 언급한 망대특성을 이용하여 SN비를 계산하게 된다. 또한, 하중지지 측면에서 베어링의 안전성에 유리한 최대유막압력은 망소특성을 이용하여 SN비를 계산하여 비교하였다.

망대특성으로 계산한 최소유막두께는 SN비가 클수록 두꺼운 최소유막두께가 발생하고, 또한 망소특성으로 계산한 최대유막압력은 SN비가 클수록 높은 유막압력을 발생하게 된다. Table 3의 해석결과에 의하면, 최소유막두께와 최대유막압력의 SN비를 기준으로 분석할 때, 9번째 해석모델이 망대특성 측면에서 −4.91과 −41.99로 가장 적합한 해석모델인 것을 알 수 있다. 따라서, 상기의 해석결과로부터 SN비가 각각의 해석모델마다 미비하게 차이나기 때문에 가장 적합한 모델을 선정하는 것은 쉽지 않지만, 상대적으로 두꺼운 최소유막두께와 높은 최대유막압력을 나타낸 9번째 설계모델이 적합한 설계모델일 것으로 판단된다.

Table 4와 Table 5는 엔진베어링의 동적거동 안전성

Table 3. S/N ratios for minimum oil film thickness and maximum oil film pressure in engine bearings

Model no.	Min. oil film thickness (μm)	Max. oil film pressure (MPa)
1	−6.48	−42.60
2	−6.07	−42.45
3	−5.16	−42.10
4	−6.07	−42.43
5	−5.96	−42.39
6	−5.22	−42.12
7	−5.04	−42.03
8	−5.05	−42.03
9	−4.91	−41.99

Table 4. Factors affecting minimum oil film thickness in engine bearings

		δ (mm)	φ (mm)	θ (deg)	p (MPa)
Levels	1	−17.71	−17.59	−16.75	−17.35
	2	−17.25	−17.08	−17.04	−16.33
	3	−15.00	−15.29	−16.17	−16.27
Difference of level		2.71	2.30	0.87	1.08
Affecting ratio [%]		38.90	33.08	12.54	15.48

Table 5. Factors affecting maximum oil film pressure in engine bearings

		δ (mm)	φ (mm)	θ (deg)	p (MPa)
Levels	1	−127.15	−127.07	−126.76	−126.99
	2	−126.95	−126.88	−126.87	−126.61
	3	−126.06	−126.21	−126.52	−126.56
Difference of level		1.09	0.86	0.34	0.42
Affecting ratio [%]		40.22	31.53	12.66	15.59

에 영향을 미치는 최소유막두께와 최대유막압력에 대해 각각의 설계인자들에 의한 기여도를 나타낸 것이다. 기여도 분석결과에 의하면, 오일 그루브의 폭이 최소유막두께와 최대유막압력에 대해서 미치는 기여도가 38.90%와 40.22%로 가장 높아, 베어링 설계에서 중요하게 고려해야 한다. 또한, 설계인자에 대한 최적설계 해석에서 오일 그루브의 폭 다음으로 오일구멍의 직경이 최소유막두께와 최대유막압력에 미치는 영향이 33.08%와 31.53%로 높게 나타났다.

결과적으로 엔진베어링 설계에서 가장 중요하게 고려되어야할 설계인자는 오일공급 그루브의 폭과 오일구멍의 직경이라 할 수 있다. 따라서 이들의 최적설계 해석요소는 엔진의 출력, 회전수, 형상설계 조건에 적합한 엔진베어링을 설계할 수 있도록 다구찌의 설계법을 이용한 설계 데이터를 검토하는 것이 중요하다.

4. 결 론

본 논문에서는 엔진의 동적거동 하중지지와 내구성 확보를 위해 사용하는 엔진베어링과 엔진오일에 관련된 설계요소를 다구찌의 설계기법으로 최소유막두께와 최대유막압력에 대해 고찰하였다.

엔진베어링의 최적설계를 위해 고려해야 하는 핵심적인 설계요소는 오일 그루브의 폭, 오일구멍의 직경, 오일 공급구의 위치, 오일의 공급압력 등 4가지이고, 이들을 복합적으로 고려하여 9개의 해석모델을 구성하였다. 이들 해석모델에 대한 유막거동 안전성 평가는 주어진 하중조건에 의해 발생하는 최소유막두께와 최대유막압력에 망대특성과 망소특성을 적용하여 각각의 설계인자에 대한 기여도를 함께 판단하였다. 해석결과에서 고려한 4가지의 설계인자 중에서 오일 그루브의 폭은 주어진 하중조건에 대해 발생하는 최소유막두께와 최대유막압력에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 따라서, 엔진베어링 설계에서 엔진의 동적거동 안전성을 고려한 최적의 설계조건을 찾기 위해서는 여러 가지의 설계인자 중에서 특히 오일 그루브의 폭을 우선적으로 고려하고, 그 다음으로 오일구멍의 직경을 핵심적인 설계인자로 반영하는 것이 적절한 설계방법이라 생각된다.

참고 문헌

1. 김청균, "자동차엔진공학", pp. 349, 복두출판사, 2004.
2. Kim, C.K. and Kim, H.G., "Numerical Analysis on the Oil Film Behaviors of Connecting Rod Bearing Based on the Elastohydrodynamic Lubrication", *Transaction of KSAE*, Vol. 12, No. 4, pp. 36-41, 2004.
3. Kim, C.K. and Lee, I. K., "Studies of Oil Related Tribological Failures of Automotive Engines", *28th Proceedings of KSTLE Conference*, pp. 244-251, 1998.
4. Gupta, B. K. and Phelan, R. M., "The Load Capacity of Short Journal Bearing with Oscillating Effective Speed", *ASME J. of Basic Engineering*, Vol. 86, pp. 348-354, 1964.
5. Takasaki, M. and Ettles, C. M. McC., "The Effect of Added Rotation on Crosshead Bearing Performance", *J. of Tribology*, Vol. 107, No. 1, pp. 104-109, 1985.
6. Oliver Knaus, Bernhard Loibnegger, Hubert M. Herbst and Gudrun Kreuzwirth, "Einfluss von Strukturdynamik und elastohydrodynamischer Lagerung auf die Pleuelgestaltung", MTZ, Jahrgang 63, pp. 546-554, 2002.
7. 박경진, "자동차 분야에서의 최적설계기술의 응용", 월간기계설계, pp. 82-89. Sept., 2002.
8. 송서일, "실험계획법", 한경사, June, 2001.