

모빌리티법을 이용한 동하중을 받는 저널 베어링의 최적설계

심현해 · 김창호 · 오박균 · 권오관

한국과학기술원

Optimum Design of Dynamically-Loaded Journal Bearings by Mobility Method

Hyun Hae Shim, Chang Ho Kim, Park Kyoun Oh, Oh Kwan Kwon

Division of Mech. Eng., Korea Advanced Institute of Science and Technology, Seoul, Korea

The mobility method is used for optimizing dynamically-loaded journal bearings. Connecting-rod bearings in both diesel and gasoline engines are optimized by parametric studies of bearing span and clearance.

The inertia effect of the connecting-rod is also included in this study. Minimum film thickness, maximum film pressure, and friction loss are calculated to satisfy the design conditions in both engines.

1. 서 론

동하중을 받는 저널 베어링을 위한 설계 과정에서 수치 계산에 의한 저널 중심의 궤적 해석은 보편화 되어 있다.

베어링의 손상은 최소 유막 두께, 최대 유막 압력, 압력 구배, 마찰 손실률, 온도 등과 연관되어 있을 것이다. 현재로서는 손상 유형별 설계 기준들을 만들 만큼의 기초 자료가 부족하므로 결국 베어링 설계자들은 유사한 부문에서 축적된 경험을 바탕으로 실험을 해야 한다. 어떤 설계 기준들은 다른 것들보다 계산이 쉽고, 또한 많은 것들이 가깝게 연관되어 있으므로 어느 설계 기준(예를 들어, 최소 유막 두께)은 다른 것들(예를 들어 마찰 손실률) 보다 더 보편적으로 사용된다.

동하중을 받는 저널 베어링의 주된 해석은 임의의 하중 하에서의 저널 중심의 궤적을 계산하는 것이다. 여러 방법들이 대체로 만족할만한

결과를 나타내나 그들의 일반성과 계산의 효율성에는 차이가 있다. 유한 요소법의 해석¹은 오일 공급구멍, 테이퍼, 축 어긋남 등 다양한 형상 변화에도 가장 정확하게 해석을 할 수 있으나 경비가 엄청나게 소요되므로 항상 경제적인 것은 아니다. 모빌리티 법은 양자의 요구점에 만족할만하다. 모빌리티법은 1965년 J. F. Booker²가 발표한 후 각광을 받기 시작하여 오늘에 이르고 있으며^{3,4,5} 1984년에는 P. K. Goenka가 유한요소법으로 더욱 정확하고 방대한 양의 모빌리티 지도의 데이터를 발표하여 그 활용성의 중요함을 보여주고 있다.⁶ 모빌리티법은 동하중을 받는 단순한 저널 베어링의 최소 유막 두께, 마찰 손실, 유량, 온도 상승 뿐만 아니라 최대 유막 압력의 크기, 위치, 압력 곡선의 시작과 끝 등을 대단히 빠른 속도(IBM370 / 3081 컴퓨터의 CPU 시간 2 초)로 계산할 수 있으므로 가장 보편적으로 사용된다.

모빌리티법의 가치를 충분히 활용하기 위해서

는 실제로 동하중을 받는 저널 베어링의 설계에 적용될 수 있는 연구가 필요하다. 본 논문에서는 디젤 및 가솔린 엔진의 커넥팅로드 베어링에 모빌리티법을 적용하여 베어링 폭과 틈새등을 최적화하는 예를 들었다. 한편 커넥팅로드 베어링에 모빌리티법을 적용하기 위해서는 이에 작용하는 하중이 입력 데이터로서 필요하다. 이 데이터는 커넥팅로드에 스트레인 게이지를 부착하여 실험 측정하는 방법도 있고 컴퓨터로써 수치 계산할 수도 있다. 본 논문에서는 컴퓨터 프로그램을 개발함으로써 용이하게 피스톤과 커넥팅로드의 설계 및 크랭크 회전 속도의 변화로 인한 관성력의 변화가 커넥팅로드 베어링의 하중 및 베어링의 윤활에 미치는 영향을 고려하였다.

2. 모빌리티법

모빌리티법은 오일 구멍이 없고, 비규칙적인 형상이 없는 단순 베어링의 해석이다. 이 해법은 일반적 동하중의 저널 베어링문제를 등치의 정하중 압착 문제로 전환한다. 그러므로 회전하지 않는 저널과 베어링에 정하중을 가할 때 베어링 안에서의 저널 중심의 임의의 위치에서의 속도 및 최대 압력 및 크기 등을 효율적인 형태

로 저장(모빌리티 지도들)하여 두고, 이를 가지고 일반적인 동하중 문제의 저널 중심의 제적 및 최대 유막 압력등을 구하는 것이다.

그림 (1), (2)와 같은 모빌리티 지도와 최대 유막 압력 지도는 회전하지 않는 베어링과 저널이 회전 않는 "순수 압착 유막" 하중하의 경우에 무엇이 일어나는가를 보여주고 있다. 그림 (1)의 모빌리티 지도는 하향 하중 하에서 저널 중심이 임의의 점에서 출발하여 공통 극점으로 움직이는 경로들(압착선들)을 보여주며 이들과의 교차선들은 각 위치에서의 무차원화된 속도/ 힘의 증가선들을 나타낸다. 테두리원은 "틈새원"으로서 저널 중심의 편심률이 1 인 원이다. 따라서 틈새원의 중심으로부터 그 안의 일 점까지의 벡터는 저널 중심의 편심률 벡터, $\epsilon = e/C$ 를 나타낸다. 그림 (2)는 무차원화된 최대유막압력/ 하중의 등압선들을 나타낸다.

해석적으로 볼 때 이 지도들은 틈새원 내에서 편심률 벡터로 나타 내어지는 임의의 저널 중심에 대한 모빌리티와 최대 압력 벡터들 M 과 P_m 을 전부 포함하고 있다.

그리하여 임의의 시각에 저널 중심의 속도와 최대 유막 압력의 실차원 값들은 아래의 벡터식과 같다.

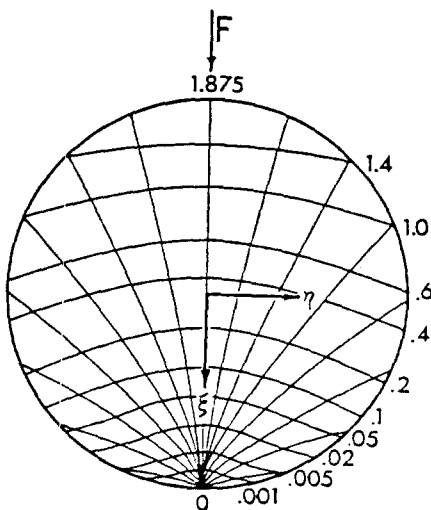


Fig. 1. Clearance circle map of mobility

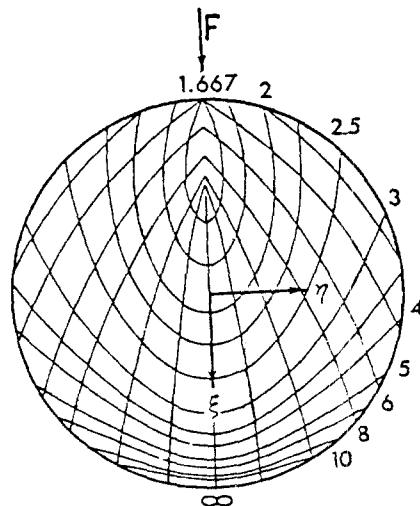


Fig. 2. Clearance circle map of maximum film pressure ratio

$$\frac{d\mathbf{e}}{dt} = \frac{|\underline{F}| (C/R)^2}{LD(\mu/c)} \underline{M}$$

$$\underline{p}_m = \frac{|\underline{F}|}{LD} \underline{P}_m$$

저널, 베어링, 하중 모두가 회전하며 크기도 변하는 가장 일반적인 동하중을 받는 저널 베어링의 문제는 한 쌍의 회전하는 관찰자들도 도입하여 설명한다. 첫번째 관찰자는 저널과 베어링의 평균 속도로 회전한다. 그러하면 두 마찰면은 접선 방향의 평균 속도는 없으므로 아무런 “전단흐름”이 눈에 띄지 않을 것인 한편, 오직 두면의 수직 방향운동으로 인한 “압착흐름”만이 눈에 띌 것이다. 어떻든 저널과 베어링의 평균 회전 속도로 회전하는 관찰자는 앞에서 언급한 “순수 압착”의 경우와 같이 하중 방향으로 놓여진 그림 (1), (2) 같은 지도에 따라 저널 속도와 최대 유막 압력을 관찰할 것이다. 그리하여 첫번째 관찰자에게 보여지는 저널 속도와 최대 유막압력을 벡터식으로 나타내면

$$\left(\frac{d\mathbf{e}}{dt}\right)_I = \frac{|\underline{F}| (C/R)^2}{LD \mu/c} \underline{M}$$

$$(\underline{p}_m)_I = \frac{|\underline{F}|}{LD} \underline{P}_m$$

두번째 관찰자는 첫번째 관찰자와 다른 방식으로 돈다. 최대 유막 압력은 힘 벡터이므로 두 관찰자에게 모두 같게 나타날 것이다. 하지만 두 관찰자들이 상대 회전 속도를 가지고 회전하므로 저널속도는 편심벡터가 상대각속도로 회전하는 만큼 달리 나타날 것이다. 그리하여 두번째 관찰자에게 보여지는 저널 속도와 최대 압력을 벡터식으로 나타내면

$$\left(\frac{d\mathbf{e}}{dt}\right)_{II} = \frac{|\underline{F}| (C/R)^2}{LD(\mu/c)} \underline{M} + (\underline{\omega}_I - \underline{\omega}_{II}) \times \mathbf{e}$$

$$(\underline{p}_m)_{II} = (\underline{p}_m)_I$$

두번째 관찰자, 이제부터는 계산 좌표계에 대한 결과를 벡터식으로 나타내면

$$\frac{d\mathbf{e}}{dt} = \frac{|\underline{F}| (C/R)^2}{LD\mu/C} \underline{M} + \underline{\omega} \times \mathbf{e} \quad (1a)$$

$$\underline{p}_m = \frac{|\underline{F}|}{LD} \underline{P}_m \quad (2b)$$

여기서 ω 는 저널과 베어링의 평균각속도이며 모든 속도들은 계산좌표계에 대한 상대 값들이다.

요컨대 식 (1a)의 첫 항은 회전 속도에 관계없이 그 시각의 힘의 방향으로 모빌리티 지도를 놓고 모빌리티 \underline{M} 을 구하여 알수 있고, 둘째 항은 저널과 베어링의 평균 각속도의 계산 좌표계에 대한 상대 각속도로 인한 편심벡터의 회전을 나타낸다.

그림 (3)은 두 직각 좌표계를 보인다.

1. x, y 는 계산틀에 고정되어 있다.
2. ξ, η 는 하중을 따라 도는 지도 좌표계이다.

벡터식 (1)을 x, y 좌표계 성분식으로 나타내면

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} e^x \\ e^y \end{bmatrix} = \frac{|\underline{F}| (C/R)^2}{LD \mu/C} \begin{bmatrix} M^x \\ M^y \end{bmatrix} + \underline{\omega} \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ +1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e^x \\ e^y \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \dot{p}_m^x \\ \dot{p}_m^y \end{bmatrix} = \frac{|\underline{F}|}{LD} \begin{bmatrix} P_m^x \\ P_m^y \end{bmatrix}$$

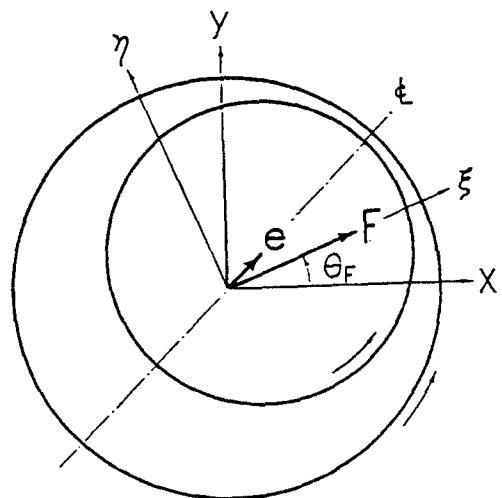


Fig. 3. Journal bearing coordinate geometry

여기서 $|F| = [(F^x)^2 + (F^y)^2]^{1/2}$

ω 는 xy 평면에서 반시계 방향이다.

ϵ^x, ϵ^y 와 F^x, F^y 에 대한 M^x, M^y 와 P_m^x, P_m^y 의 계산은 다음의 단계들을 거친다.

1. 하중방향의 계산

$$\begin{bmatrix} \cos\theta_F \\ \sin\theta_F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F^x \\ F^y \end{bmatrix} = \frac{1}{|F|} \begin{bmatrix} F^x \\ F^y \end{bmatrix}$$

여기서 $|F| = [(F^x)^2 + (F^y)^2]^{1/2}$

2. 편심률성분들을 지도좌표계 성분들로 좌표 변환

$$\begin{bmatrix} \epsilon^\xi \\ \epsilon^\eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} +\cos\theta_F + \sin\theta_F \\ -\sin\theta_F + \cos\theta_F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon^x \\ \epsilon^y \end{bmatrix}$$

3. 지도좌표계 내에서 모빌리티와 압력비 성분들을 지도의 표현수식들로부터 계산함.

$$\begin{bmatrix} M^\xi(\epsilon^\xi, \epsilon^\eta, L/D) \\ M^\eta(\epsilon^\xi, \epsilon^\eta, L/D) \end{bmatrix} \text{와}$$

$$\begin{bmatrix} P_m^\xi(\epsilon^\xi, \epsilon^\eta, L/D) \\ P_m^\eta(\epsilon^\xi, \epsilon^\eta, L/D) \end{bmatrix}$$

4. 위의 모빌리티와 압력비를 계산 좌표계 내의 성분들로 좌표변환.

$$\begin{bmatrix} M^x \\ M^y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_F - \sin\theta_F \\ \sin\theta_F + \cos\theta_F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M^\xi \\ M^\eta \end{bmatrix} \text{와}$$

$$\begin{bmatrix} P_m^x \\ P_m^y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta_F - \sin\theta_F \\ \sin\theta_F + \cos\theta_F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_m^\xi \\ P_m^\eta \end{bmatrix}$$

3. 커넥팅로드 베어링에의 적용

3-1. 모빌리티법에 의한 로드베어링의 최소유막두께 및 최대유막압력

그림 (4)는 크랭크-왕복운동기구이고, 이를 수식으로 나타내면,

$$\sin\theta_3 = -(l_1/l_3) - (l_2/l_3)\sin\theta_2$$

$$\cos\theta_2 = (1 - \sin^2\theta_3)^{1/2}$$

$$d\theta_3/d\theta_2 = -(l_2/l_3)(\cos\theta_2/\cos\theta_3)$$

계산좌표계는 임의로 잡을 수 있는데 계산좌표계를 커넥팅로드에 고정시키고, 베어링 하중을 이 좌표계의 성분들로 나타내면, 하중의 방향과 크기를 알 수 있다.

커넥팅로드에 고정된 계산좌표계를 상대로한 저널과 베어링의 평균각속도는,

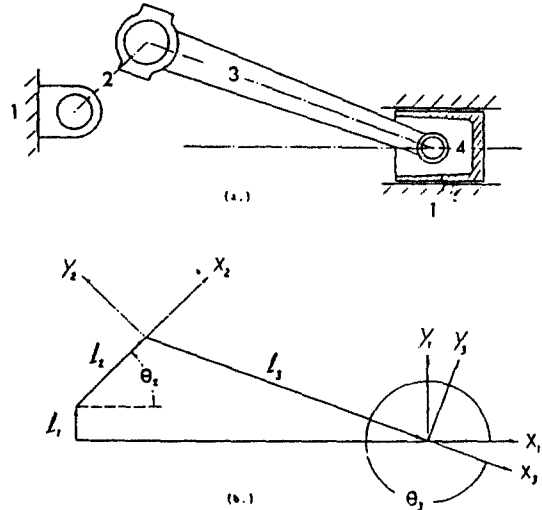


Fig. 4. Geometry of offset slider-crank mechanism

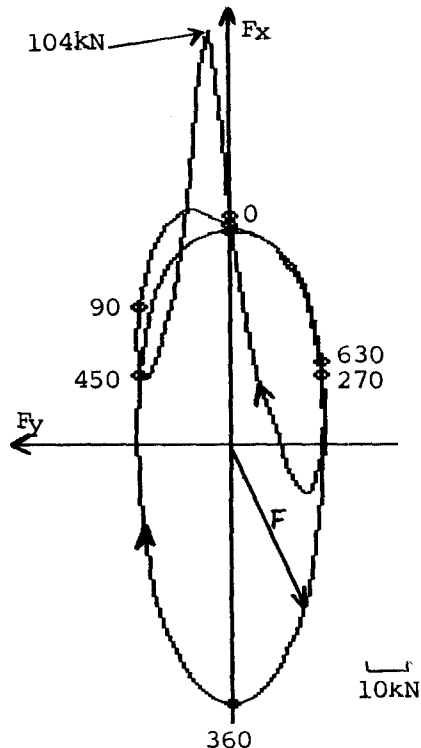


Fig. 5. Connecting-rod journal load of diesel engine at 600rpm

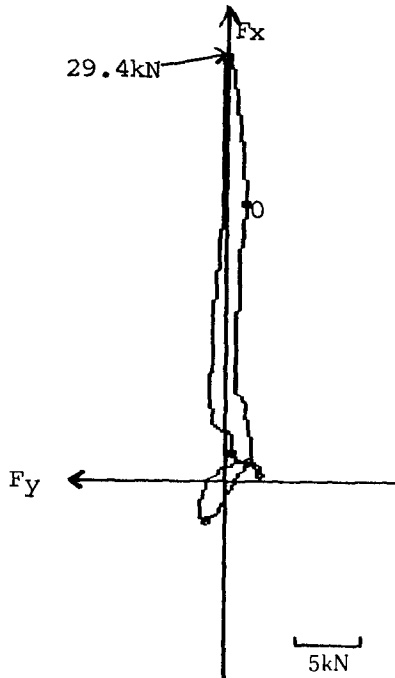


Fig. 6. Connecting-rod journal load of gasoline engine at 2000rpm

$$\bar{\omega} = \frac{(\omega_2 - \omega_3) + (\omega_3 - \omega_1)}{2} = \frac{\omega_2}{2} \left(1 - \frac{d\theta_3}{d\theta_2} \right) \quad (2)$$

요건대 앞절의 식 (1)의 각항들은 벡터들이다. 벡터는 좌표계에 무관한 절대량들이다. 단지 좌표계를 여하히 잡느냐에 따라 계산이 수월해진다. 계산좌표계를 커넥팅로드에 잡고, 하중을 이 좌표계의 성분으로 나타내면, 하중의 방향을 따로이 구할 필요가 없다.

일단 계산좌표계를 커넥팅로드의 좌표계에 잡았으면, 저널과 베어링의 평균각속도는 식(2)와 같다. 그리하여 식 (1)의 각 벡터들을 커넥팅로드에 고정된 좌표계의 성분들로 나타낼 수 있다.

그림 (5), (6)은 각각 디젤기관과 가솔린 엔진에의 커넥팅로드 베어링에 한 사이클동안 걸리는 하중을 커넥팅로드에 고정된 좌표계의 성분들로 나타낸 것이다. 각각의 커넥팅로드 베어링 및 관련치수들은 표 (1)에 나타나 있다. 그림(7)(8)은 각각의 베어링들에 대해 Goenka FEM에

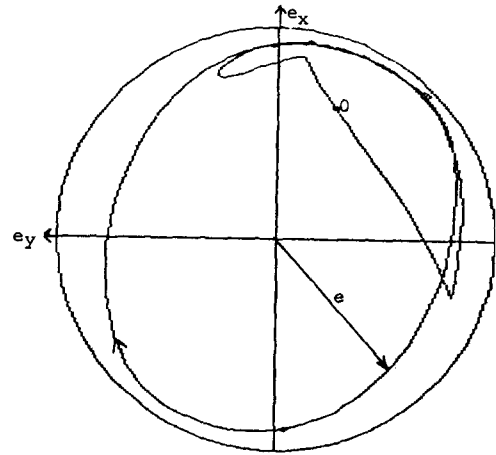


Fig. 7. Connecting-rod journal displacement of diesel engine

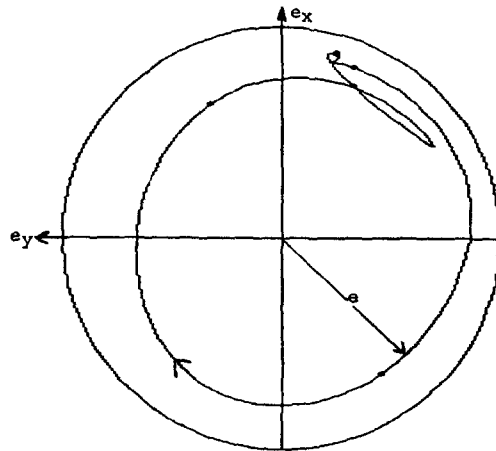


Fig. 8. Connecting-rod journal displacement of gasoline engine

표 1. 베어링 데이터

	디젤 엔진	가솔린엔진
베어링 지름(D)	203mm	54mm
베어링 폭(L)	57mm	21.6mm
반경방향 틈새(C)	82.55μm	27.0μm
윤활유 점성	15 mPa·S	6.89mPa·s
로드 길이	782mm	84mm
크랭크 반경	184mm	44mm
크랭크 각속도	600rpm 시계방향	2000rpm 시계방향

의한 모벌리티 지도를 사용한 저널 중심의 제적들이다.

3 - 2. 커넥팅로드 베어링의 최적 설계

커넥팅로드 베어링의 형상에 변화를 줌으로써 최소유막두께, 최대 유막 압력 및 마찰손실

등의 변화를 관찰할 수 있다.

그림 (9)~(10)는 디젤엔진의 커넥팅로드 베어링의 폭, 틈새를 달리함에 따라, 최소유막두께, 최대유막압력 및 마찰손실의 변화를 나타내고, 그림 (11)~(12)는 가솔린엔진의 커넥팅로드베어링에 대한 것들이다. 그림 (13), (14)는 디젤 및 가

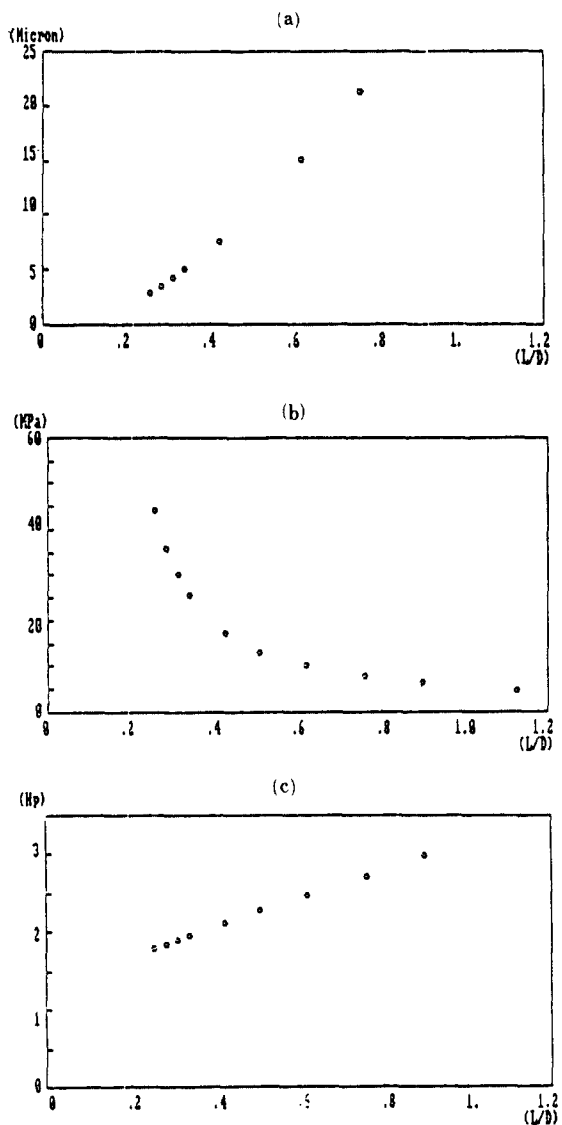


Fig. 9. Variation of (a) minimum film thickness (b) maximum film pressure and (c) friction loss with bearing length to diameter, (L/D), in diesel engine

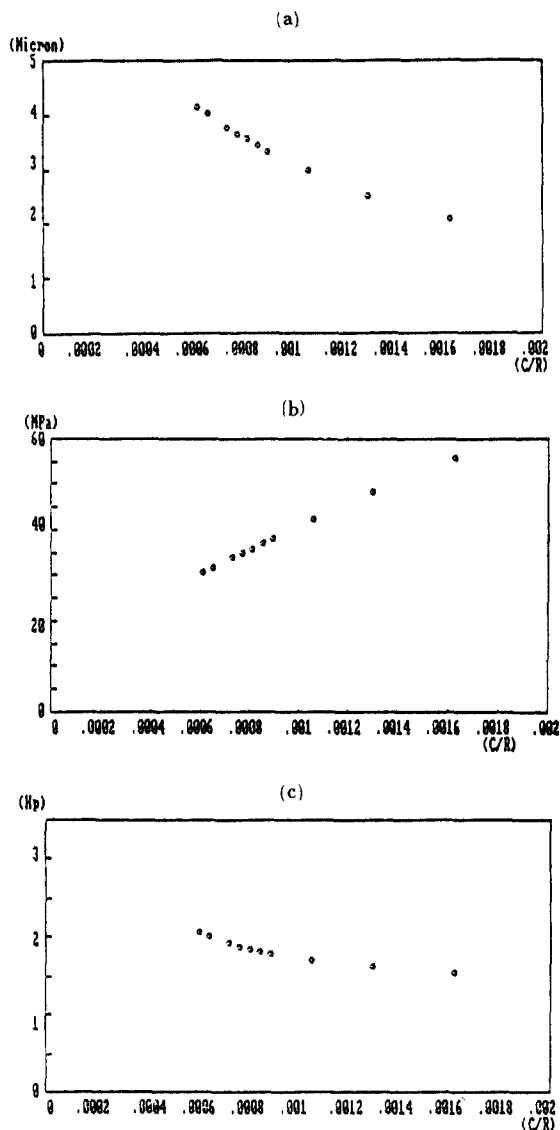


Fig. 10. Variation of (a) minimum film thickness (b) maximum film pressure and (c) friction loss with bearing radial clearance to radius, (C/R), in diesel engine

솔린엔진의 커빙모드베어링에 걸리는 최대유막압력의 변화이다. 특히 기솔린엔진의 베어링 유막압력은 사이클중 순간적으로 매우 높은 압력이 걸리므로, 윤환 압력이 깨지거나 지속적으로 열을 받을 시간을 주지 않기 때문에 수백 기압이 될 수 있으며, 극부적인 최대유막 압

력의 상한선에 대한 데이터는 아직 확실히 알려지지 않았다. 다만 윤압이 발생하는 부위를 찾아낼 수 있으므로 이 부위를 피하여 오일 수입구의 위치를 결정할 수 있다. 최대유막 압력을 같이 수치적으로 말한다면 사이클중 대부분의 경우에 35~50MPa 이하이어야 한다. 따라

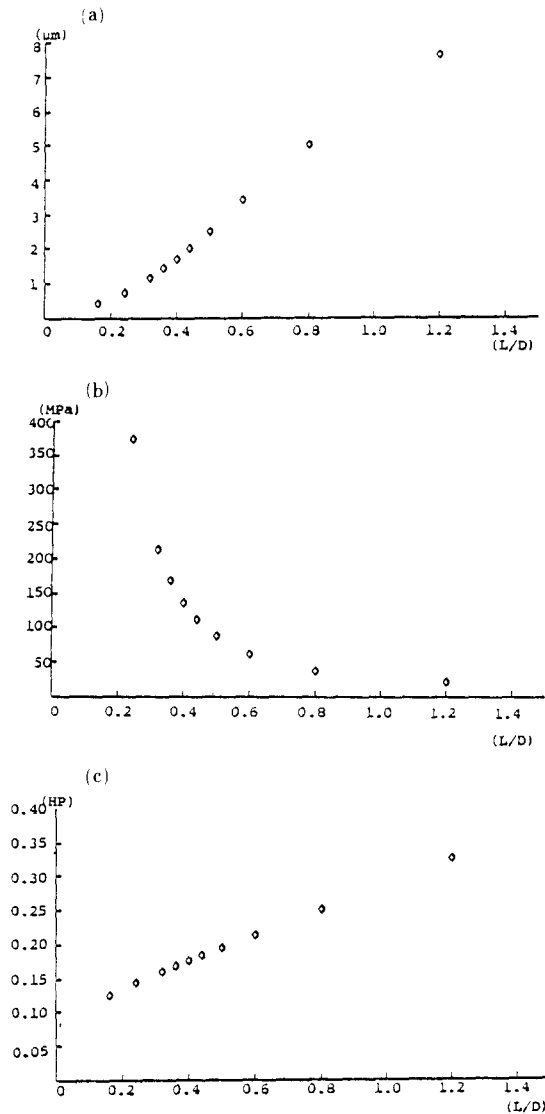


Fig. 11. Variation of (a) minimum film thickness (b) maximum film pressure and (c) friction loss with bearing length to diameter, (L/D), in gasoline engine

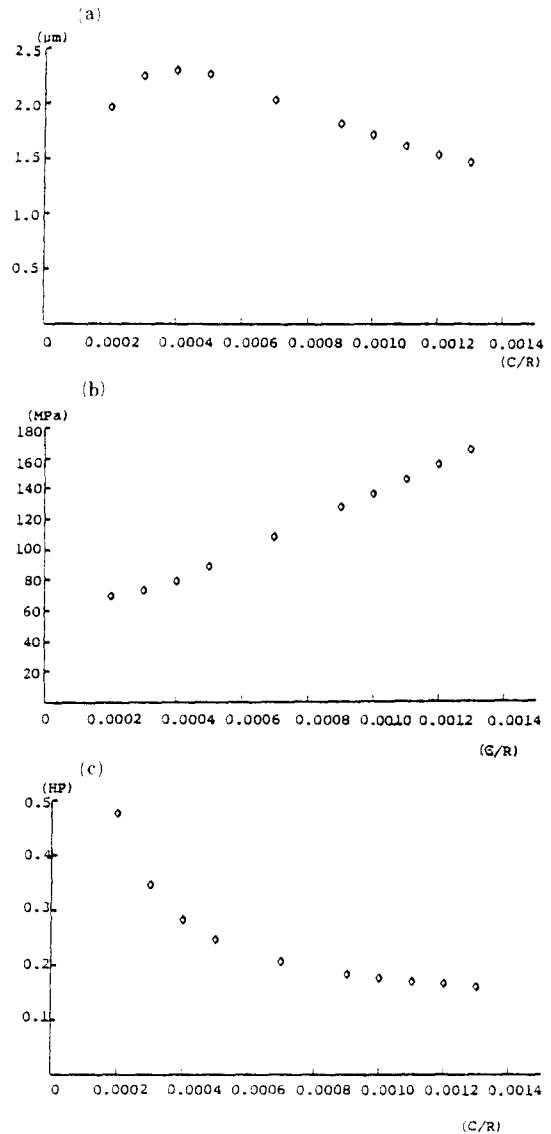


Fig. 7. Variation of (a) minimum film thickness (b) maximum film pressure, and (c) friction loss with radial clearance to radius, (C/R) in gasoline engine

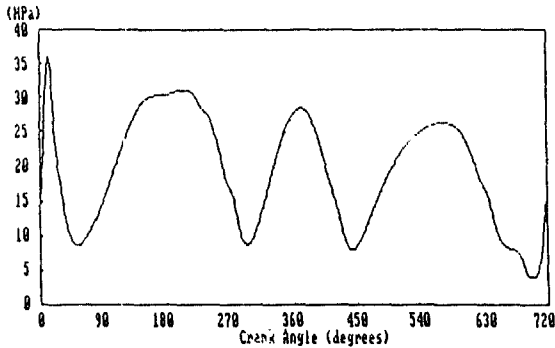


Fig. 13. Maximum film pressure during the cycle in the diesel engine connecting-rod bearing

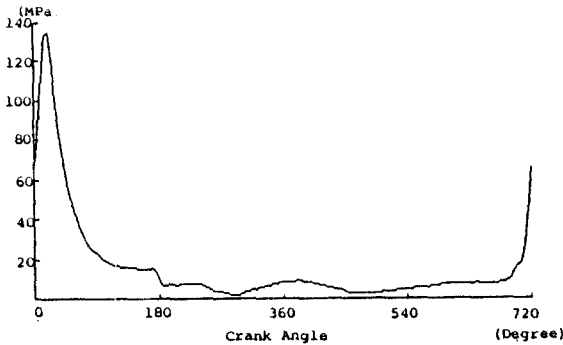


Fig. 14. Maximum film pressure during the cycle in the gasoline engine connecting-rod bearing

표 2. 커넥팅로드 베어링의 최소유막두께의 위험 수준들

	전형적인베어링지름	위험한최소유막두께
자동차(가솔린)	50mm	1.0 μm
자동차(디젤)	75-100mm	1.75 μm
산업(디젤)	250mm	2.5 μm

서 최소 유막두께의 크기와 위치가 더 결정적인 자료가 된다. 표 (2)는 커넥팅로드 베어링의 최소유막두께의 위험수준들이다.

마찰손실도 베어링의 온도상승과 밀접한 관계가 있으므로, 최적화의 대상이 될 수 있으나, 아직 정상적인 설계기준은 만들어져 있지 않으며, 가능한한 작게해야 할 것이다. 마찰 손실

을 구하는 수식은 부록에 있다.

디젤엔진의 커넥팅로드 베어링의 최적설계 예에서도 최소 유막두께와 최대 유막 압력의 한계 값들 이내를 만족할 수 있는 데이터를 얻을 수 있었다. 가솔린 엔진의 커넥팅로드 베어링의 경우는 순간적으로 최대 유막압력이 백기압이상 올라가나 사이클 중의 대부분은 한계값이내를 만족하므로, 최대 유막 압력의 한계값 초월을 허용하고, 대신 최소유막두께가 하한선 이상이 되도록 한다.

3 - 3. 피스톤과 커넥팅로드 관성력의 베어링하중및 최소유막두께에의 영향

커넥팅로드 베어링에 작용하는 하중은 피스톤 및 커넥팅로드의 관성력과 피스톤에 가하는 연소가스의 압력이 있다. 이들의 베어링 하중 및 최소유막두께에 대한 영향을 정량적으로 알기 위해서 수식으로 구한다.

그림 15는 왕복기구 및 피스톤과 커넥팅로드에 작용하는 힘들이다.

점 A의 속도는

$$V_A = V_B + V_{A/B}$$

계산좌표계를 x_1, y_1 으로 잡고 벡터식을 성분식으로 표현하면,

$$\begin{bmatrix} V_A \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r\omega_2 \sin\theta_2 \\ +r\omega_2 \cos\theta_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -l\omega_3 \sin\theta_3 \\ +l\omega_3 \cos\theta_3 \end{bmatrix}$$

점 A의 가속도 a_A 는

$$\begin{bmatrix} a_A \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r\omega_2^2 \cos\theta_2 \\ -r\omega_2^2 \sin\theta_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -l\omega_3^2 \cos\theta_3 \\ -l\omega_3^2 \sin\theta_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -l\alpha_3 \sin\theta_3 \\ +l\alpha_3 \cos\theta_3 \end{bmatrix}$$

커넥팅로드의 무게중심 G의 가속도 a_G 는

$$a_G = a_A + a_{G/A}$$

$$\begin{bmatrix} a_{Gx} \\ a_{Gy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r\omega_2^2 \cos\theta_2 \\ -r\omega_2^2 \sin\theta_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -s\omega_3^2 \cos\theta_3 \\ -s\omega_3^2 \sin\theta_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -l\alpha_3 \sin\theta_3 \\ +l\alpha_3 \cos\theta_3 \end{bmatrix}$$

피스톤의 질량을 m_p , 피스톤 윗면의 가스압력에 인한 힘을 F_p , 피스톤 핀에 작용하는 반력을 (A_x, A_y) , 실린더면의 수직반력을 R , 중력가속도를 g 라 하고, 피스톤에 작용하는 힘들

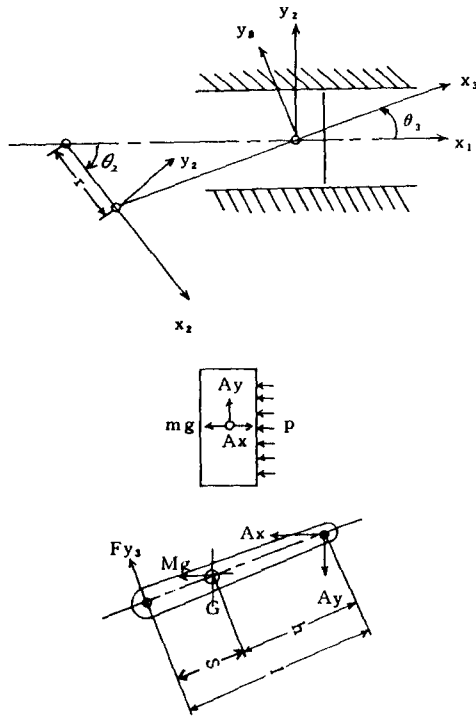


Fig. 15. Geometry of slider-crank mechanism and free body diagram of piston and connecting-rod

과 가속도의 관계를 성분식으로 나타내면,

$$\begin{bmatrix} m_p a_A \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_x \\ A_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -F_p \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m_p \cdot g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ R \end{bmatrix}$$

커넥팅로드의 질량을 m_c , 무게중심에 대한 질량관성모멘트를 I_{CG} 커넥팅로드 베어링 하중의 커넥팅로드 좌표계에서의 성분들을 (F_{x3}, F_{y3}) 라 하면,

$$\begin{bmatrix} M_c a_{c,x1} \\ m_c a_{c,y1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_x \\ -A_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} +F_{x3} \cos \theta_3 \\ +F_{y3} \sin \theta_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -F_{y3} \sin \theta_3 \\ +F_{y3} \cos \theta_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -m_c g \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$I_{CG} \alpha_3 = +h A_x \sin \theta_3 - h A_y \cos \theta_3 - s F_{y3}$$

위 식들로부터 커넥팅 로드 베어링의 하중 성분들 (F_{x3}, F_{y3}) 를 풀면

$$F_{y3} = [m_c (a_{c,x1} - g) h \sin \theta_3 - m_c a_{c,y1} h \cos \theta_3 + I_{CG} \alpha_3] / (-l)$$

$$F_{x3} = [F_{y3} \sin \theta_3 + m_c (a_{c,x1} - g) + A_x] / \cos \theta_3$$

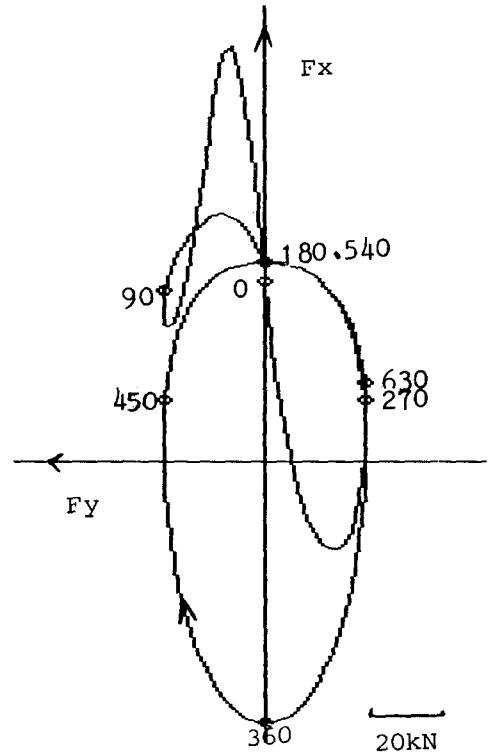


Fig. 16. Connecting-rod journal load of diesel engine computed by computer program

그림 16은 위의 수치계산으로 나온 커넥팅로드 베어링의 하중이다. 이들 F_{x3}, F_{y3} 값은 가스 압력을 고려하지 않을때 그림 16의 달걀모양의 궤적을 그린다. 장축에 해당하는 F_{x3} 의 절점 $(F_{x3})_{\theta=0}$ 와 $(F_{x3})_{\theta=\pi}$ 의 값은

$$(F_{x3})_{\theta=0} = -(m_c + m_p) r \omega_2^2 - m_c s \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \omega_2^2 - m_p \cdot l \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \omega_2^2 \quad (3)$$

$$(F_{x3})_{\theta=\pi} = (m_c + m_p) r \omega_2^2 - m_c s \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \omega_2^2 - m_p l \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \omega_2^2$$

식 (3)의 우변의 둘째 항, 셋째 항을 무시하면, F_{x3} 의 최대값은 $(m_c + m_p) r \omega_2^2$

F_{y3} 의 최대값은 $\theta = \frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}$ 일 때

$$(F_{y3})_{\theta = \frac{\pi}{2}} = \left[I_{cc} - m_c \cdot h_s \left\{ \left(\frac{d}{l} \right)^2 + \left(\frac{r}{l} \right)^2 \right\} \frac{r}{d} \right] \omega_2^2$$

$$(F_{y3})_{\theta = \frac{\pi}{2}} = m_c \cdot h_r \sqrt{1 + \left(\frac{r}{l} \right)^2} \omega_2^2 + \left[I_{cc} - m_c h_s \left\{ \frac{r}{l} + 1 - \left(\frac{r}{l} \right)^2 \right\} \right] \frac{r}{\sqrt{l^2 - r^2}} \cdot \omega_2^2$$

이중 $\left(\frac{r}{l} \right)^2$ 의 항들을 무시하면,

$$(F_{y3})_{\theta = \frac{\pi}{2}} \approx m_c \cdot h_r \omega_2^2 + \left[I_{cc} - m_c h_s \left(1 + \frac{r}{l} \right) \right] \frac{r}{l} \omega_2^2$$

다시 정리하면

$$(F_{y3})_{\theta = \frac{\pi}{2}} \approx m_c \cdot h_r \cdot r \left[1 - \frac{s}{l} \left(1 + \frac{r}{l} \right) \right] \omega^2$$

$$+ I_{cc} \frac{r}{l} \omega_2^2$$

이상에서 보듯이 가스압력을 고려하지 않을 때, 베어링하중은 피스톤과 커넥팅로드의 질량에 비례하고 크랭크 회전 속도의 제곱에 비례한다. 그림 (17)은 가솔린기관 크랭크 회전속도 2000rpm과 4000rpm에 대한 커넥팅로드베어링 하중의 변화를 나타낸다. 피스톤과 커넥팅로드의 관성력 위에 중요한 힘이 피스톤 위에 작용하는 가스압력이 있다. 4행정기관에 배기 및 흡기과정에서는 이 가스압력이 무시될 수 있지만, 압축 및 팽창과정에서는 피스톤과 커넥팅로드의 관성력 방향과 가스압력이 서로 반대되어 서로 상쇄된 나머지가 베어링 하중으로 작용한다. 그리하여 저속회전 일때는 관성력에 비해 가스압력이 베어링 하중에 지배적으로 작용하며, 반대로 고속회전에서는 관성력이 가스압력에 비해 베어링의 하중에 지배적으로 작용한다. 그림

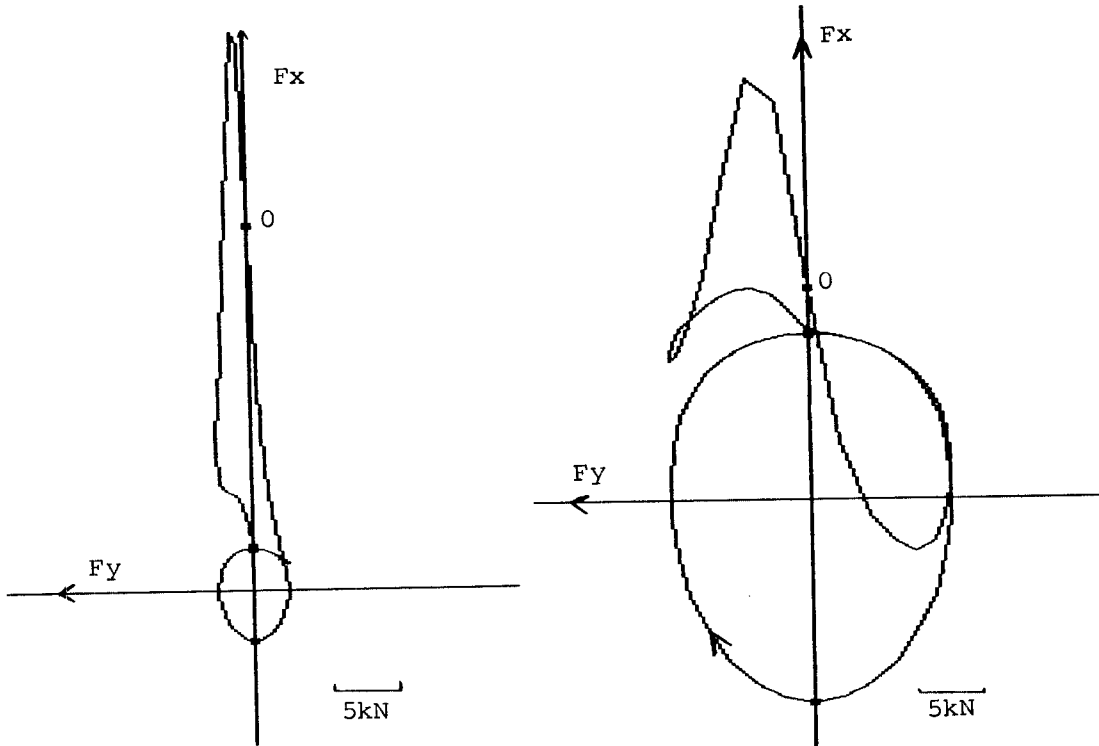


Fig. 17. Connecting-rod journal load of gasoline engine by computer program for (a) 2000 rpm and (b) 4000rpm

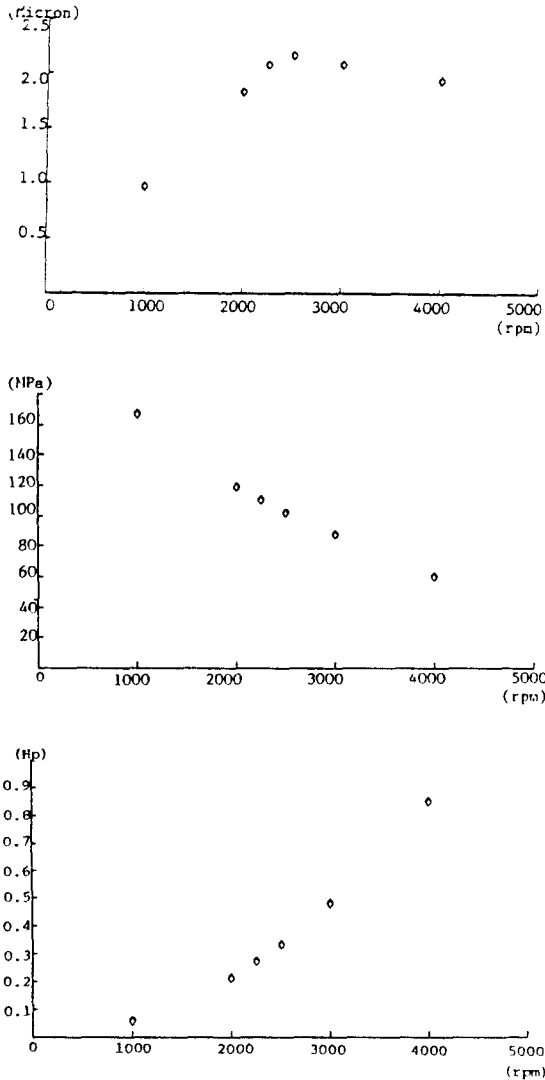


Fig. 18. Variation of (a) minimum film thickness, (b) maximum film pressure and (c) friction loss of gasoline engine connecting-rod bearing with rpm

(18)은 크랭크의 회전속도에 대한 크랭크 저널 베어링의 최소 유막 두께, 최대 유막압력, 마찰 손실의 변화이다. 최소 유막 두께의 변화 곡선에서 정점을 기준으로 좌측인 저속회전에서는 지배적인 베어링하중이 가스압력이고, 이를 상쇄할 관성력이 저속일수록 작아지므로 커넥팅로드 베

어링의 최소유막두께가 작아지며, 반대로 고우측은 지배적인 베어링하중이 피스톤 및 커넥팅로드의 관성력이 회전속도의 제곱에 비례하므로 커넥팅로드 베어링의 최소유막두께가 작아진다.

그러므로 커넥팅로드 베어링 및 피스톤과 커넥팅로드를 설계할 때는 엔진의 최고속도에서 베어링하중에 지배적인 관성력이 너무 크지 않을 것과 베어링의 최소유막두께가 위험두께 이하로 내려가지 않도록 하는 것이 필요하다. 또한 엔진의 최저속도에서도 커넥팅로드 베어링의 하중에 지배적인 가스압력으로 인하여 베어링의 최소유막두께가 위험 두께 이하로 내려가지 않도록 베어링을 설계해야 한다.

4. 결 론

본문에서는 동하중을 받는 저널 베어링들의 해석으로서 잘 정립된 모빌리티법을 커넥팅로드 베어링의 설계에 적용하였다.

정확하고 방대한 양의 모빌리티 지도가 이미 보급되어 있으므로 이를 실제로 동하중을 받는 저널베어링들에 적용하면 매우 유용하다.

모빌리티법을 사용하여 디젤 및 가솔린 엔진의 커넥팅로드 베어링 최소유막두께, 최대유막압력, 마찰 손실 등을 구함으로써 다음의 결론들을 얻었다.

1) 베어링 폭 대 베어링지름, L/D, 값이 커짐에 따라 최소유막 두께는 커지고 최대유막압력은 작아지나 마찰 손실이 늘어난다. 따라서 최소유막두께와 최대유막압력의 한계 값을동시에 만족하며 마찰손실을 최소로 할 수 있는 L/D의 최소값을 최적화할 수 있다.

2) 베어링 틈새 대 베어링 반지름, C/R, 값이 커짐에 따라 최대 유막 압력은 증가 하나 마찰 손실은 감소한다. 최소유막두께는 C/R 값이 커짐에 따라 디젤엔진의 커넥팅로드 베어링에서는 점차 작아졌으나 가솔린엔진의 베어링에서는 약간 증가하나가 점차 작아졌다. 따라서 최소유막두께와 최대유막압력의 한계값 내에서 마찰 손실을 줄일 수 있거나 최소유막두께를 최대로 할 수 있는 C/R 값을 최적화할 수 있다.

3) 디젤 엔진에서는 피스톤 및 커넥팅로드 관성력이 베어링하중에 지배적이다. 가솔린 엔진에서는 저속회전에서 가스압력에 의한 힘이 지배적이고 고속 회전이되면 피스톤 및 커넥팅로드의 질량으로 인한 관성력이 커넥팅로드 베어링 하중에 지배적이다.

따라서 디젤엔진 베어링에서는 고속회전에 대비하여 베어링의 최소유막 두께를 한계값을 넘지 않도록 설계하도록 하고, 가솔린엔진에서는 저속회전 및 고속 회전에 대해 최소유막 두께를 한계값이 넘지 않도록 설계하여야 한다.

4) 가솔린 기관에서는 사이클의 폭발과정 중 순간적으로 베어링의 최대 유막 압력이 피로강도 이상을 넘어가나 나머지 행정중에는 작아지므로 그 한계값을 넘는 것을 허용하지 않을 수 없고 대신에 최소유막두께의 한계값을 넘지 않도록 한다.

참 고 문 헌

1) Goenka, P. K., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis," GM Research publication GMR-4308, ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 106, No. 4, Oct. 1984, pp. 429 - 439.

2) Booker, J. F., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution," ASME Journal of Basic Engineering, Sept. 1965, pp. 537 - 546.

3) Booker, J. F., "Dynamically Loaded Journal Bearing: Maximum Film Pressure," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 91, July 1969, pp. 534 - 543.

4) Booker, J. F., "Dynamically Loaded

Journal Bearings: Numerical Application of the Mobility Method," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, January 1971, pp. 168 - 176. Errata: No. 2, April 1971, p. 315.

5) Moes, H., and Bosma, R., "Mobility and Impedance Definitions for plain Journal Bearing," ASME Journal of Lubrication Technology Vol. 103, July 1981, pp. 468 - 470.

6) Goenka, P. K., "Analytical Curve Fits for Solution parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol. 106, Oct. 1984, pp. 421 - 428.

부 록

마찰 손실률의 계산

저널 중심의 궤적을 알면, 마찰 토크 및 마찰 손실동력도 구할 수 있다.

저널과 베어링 사이의 유막에 작용하는 힘들은,

$$F_1 = +F \quad \text{와} \quad F_2 = -F$$

저널과 베어링이 유막에 작용하는 토크들은 각각

$$T_1 = +(\omega_1 - \omega_2) J_1^{00} \mu R^3 L / C - e \times F / 2$$

$$T_2 = -(\omega_1 - \omega_2) J_1^{00} \mu R^3 L / C - e \times F / 2$$

또는 성분식으로는

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} +(\omega_1 - \omega_2) J_1^{00} \mu R^3 L / C (e^x F^y - e^y F^x) / 2 \\ -(\omega_1 - \omega_2) J_1^{00} \mu R^3 L / C - (e^x F^y - e^y F^x) / 2 \end{bmatrix}$$

여기서 $J_1^{00} = 2\pi / (1 - \epsilon^2)^{1/2}$ 이다.

유막에 주는 일률(즉, 열로 발산되는 동력)은

$$\dot{W}_r = \sum_{i=1}^2 (\underline{F}_i \cdot \underline{V}_i + T_i \cdot \omega_i) = \sum_{i=1}^2 (F_i^x \cdot V_i^x + F_i^y \cdot V_i^y + T_i \cdot \omega_i)$$