

커넥팅 로드 베어링의 EHL에 관한 수치 해석

A Numerical Analysis of the Elastohydrodynamic Lubrication of Connecting Rod Bearings

김병직·김경웅
한국과학기술원 기계공학과

기호 및 약호

| | |
|---------------|-------------------------------|
| e | eccentricity, m |
| h | film thickness, m |
| p | film pressure, Pa |
| t | time, s |
| x | $R\theta$, m |
| z | axial coordinate |
| C | clearance, m |
| F | load, N |
| L | bearing length, m |
| R | bearing radius, m |
| X, Y | rectangular coordinate system |
| δ | elastic deformation, m |
| ε | eccentricity ratio |
| θ | circumferential coordinate |
| μ | lubricant viscosity, Pa·s |
| ω | angular velocity, rad/s |

Subscript

| | |
|-----|----------------|
| 1 | offset |
| 2 | crank |
| 3 | connecting rod |
| j | journal |
| b | bearing |

1 서론

커넥팅 로드 베어링의 가장 큰 특징은 주기적인 동적 하중을 받는다는 것이다. 즉, 이 베어링이 받는 하중은 그 크기와 방향이 시간에 따라 변화하며, 이에 따라 축의 중심 위치도 주기적으로 운동하게 된다. 동적 하중을 받는 베어링이 파손 없이 운전되기 위해서는 하중의 변화에 대해서 최소한의 유막 두께를 유지하여야 하고, 일정 압력 이상으로의 유막 압력 상승이 없어야 한다. 따라서 동적 하중을 받는 베어링의 설계에 있어서 하중 변화에 따른 최소 유막 두께와 최대 유막 압력의 변화를 아는 것은 필수적이며, 이를 위해서 하중 변화에 따른 축 중심의 운동을 알 필요가 있다.

또한 커넥팅 로드 베어링은 보통 최대 동력하에서 20-30 MPa 정도의 면압을 견디도록 설계되며, 이 값은 정적 하중을 받는 일반적인 베어링에서보다 몇 배 정도 큰 값이다[1]. 이와 같은 유막 내의 높은 압력이 베어링 하우징의 탄성 변형을 일으키며, 이로 인해 커넥팅 로드 베어링의 성능이 큰 영향을 받을 수 있다.

커넥팅 로드 베어링은 일반적으로 길이 대 직경비가

작은 베어링이므로 소폭 베어링으로 가정하여 해석한 경우가 많다[2]. 그러나 소폭 베어링 이론은 축 중심의 편심이 커질수록 압력 분포를 과대하게 평가하게 되므로, 특히 커넥팅 로드 베어링의 해석에 있어서 최소 유막 두께를 실제보다 크게 예측한다는 단점이 있다. 따라서 소폭 베어링 이론을 적당히 변형하여 이러한 단점을 극복하고자 하는 노력도 있었으나, Goenka[3]가 유한 요소법을 적용하여 유한폭 커넥팅 로드 베어링에 대한 계산 결과를 발표한 이후에는 직접 수치 해법을 이용한 유한폭 베어링 해석이 주로 수행되고 있다[4-7].

Fantino[2]는 정적 고하중이 걸리는 경우 베어링 하우징의 탄성 변형을 고려한 커넥팅 로드 베어링의 해석을 수행하여 베어링 하우징의 탄성 변형이 커넥팅 로드 베어링의 성능에 영향을 줄 수 있음을 보였으며, 동적 하중을 받는 경우에 대해서도 베어링 하우징의 탄성 변형을 고려한 해석이 많이 수행되어 커넥팅 로드 베어링의 성능에 큰 영향을 미침을 보이고 있다[4-7].

본 연구의 목적은 커넥팅 로드 베어링의 설계에 필요한 축 중심의 궤적, 최소 유막 두께의 변화, 최대 유막 압력의 변화 등을 해석적으로 예측하는 방법을 제시하는 것이다. 이때 커넥팅 로드 베어링의 성능에 영향을 미치는 베어링 하우징의 탄성 변형을 고려하고, 이 방법을 이용하여 축의 회전 속도 변화와 실린더 압력의 변화에 따른 커넥팅 로드 베어링의 성능 변화를 고찰할 것이다.

2 해석 방법

동적 하중을 받는 베어링의 해석을 위해서는 시간에 따라 변화하는 하중을 미리 알고 있어야 한다. 이와 같이 시간에 따라 변화하는 하중을 받는 윤활 문제는 시간을 작게 분할하여 푸는 것이 일반적이다. 각 시간 스텝에 대해 베어링이 받는 하중과 축 중심의 위치가 주어져 있으면 그때의 축 중심의 속도를 구할 수 있다. 그리고 축 중심의 위치와 속도로부터 다음 시간 스텝에서의 축 중심의 위치를 알 수 있으므로 전체 하중 주기에 대해 축 중심이 운동하는 궤적을 구할 수 있다.

2.1 지배 방정식

Fig. 1은 동적 하중을 받는 베어링의 단면이다. 여기서 하중의 크기 F 와 방향 θ_c 는 크랭크 각에 따라 변화하는 값이다. 이 베어링에 대해 다음과 같이 레이놀즈 방정식을 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\mu \left(\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (1)$$

여기서 $\bar{\omega} = (\omega_i + \omega_b)/2$ 이고, 유막 두께 h 와 그 시간 변화율은 베어링의 틈새와 축 중심의 편심량으로부터 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h = C - e_x \cos \theta - e_y \sin \theta \quad (2)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{h} = -\dot{e}_x \cos \theta - \dot{e}_y \sin \theta \quad (3)$$

윤활제는 인장력을 거의 지지하지 못하므로, 시간 또는 θ 값의 증가에 따라 유막 두께가 증가하는 구간에서는 유막의 파단이 일어나게 된다. 이 조건은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial \dot{h}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial \dot{h}}{\partial z} \right) < 12\mu \left(\bar{\omega} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (4)$$

즉, 유막 파단이 일어나는 경우 식 (1)의 레이놀즈 방정식에서 양변의 등식 관계가 성립되지 않는다. 이 경우에 레이놀즈 방정식을 풀면 음의 압력을 얻게 된다. 유막은 음의 압력을 지지하지 못하므로, 식 (4)와 같은 조건이 성립되는 영역에서는 지배 방정식이 레이놀즈 방정식 대신 $p = 0$ 이라는 식으로 대치되어야만 한다. 따라서, 유막 내의 임의의 점에 대해 다음과 같은 상보적 관계가 성립한다.

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial \dot{h}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial \dot{h}}{\partial z} \right) = 12\mu \left(\bar{\omega} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right), p > 0,$$

$$\frac{\partial}{R^2 \partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial \dot{h}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial \dot{h}}{\partial z} \right) < 12\mu \left(\bar{\omega} \frac{\partial h}{\partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \right), p = 0 \quad (5)$$

식 (5)를 풀면 베어링 내의 압력 분포를 구할 수 있다. 이렇게 얻어진 압력 분포는 베어링이 받는 하중과 힘의 평형을 이루어야 한다. 즉,

$$F_x = \int p \cos \theta dA \quad (6)$$

$$F_y = \int p \sin \theta dA$$

따라서 베어링이 받는 하중과 축 중심의 편심 위치가 주어지면, 식 (5)에서 구한 압력 분포가 식 (6)의 힘의 평형식을 만족하도록 하는 축 중심의 속도를 구할 수 있다.

축 중심의 위치와 속도를 알면 이로부터 축 중심의 다음 위치를 예측할 수 있다. 이 과정을 하중 변화의 한 주기 동안 반복하면 축 중심의 궤적을 얻을 수 있다. 이 때 축 중심의 초기 위치는 임의의 값으로 가정하고 계산하므로, 두 주기 동안의 궤적을 계산해야 완전한 궤적을 얻을 수 있다. 축 중심의 위치와 속도를 알고 나면, 식 (2)의 유막 두께 분포로부터 그 때의 최소 유막 두께를 구할 수 있다. 그리고 식 (5)로부터 구해지는 압력 분포로부터 그 때의 최대 유막 압력을 계산할 수 있다.

2.2 지배 방정식의 이산화

레이놀즈 방정식은 다음과 같이 이산화하여 표현할 수 있다[3].

$$[K_p]\{p\} + [K_{\bar{u}}] \cdot \{\bar{U}\} + [K_h]\{\dot{h}\} - \{q\} = 0 \quad (7)$$

이 식을 다시 쓰면,

$$[K]\{p\} = \{Q\} \quad (7')$$

여기서

$$[K] \equiv [K_p] \quad (8)$$

$$\{Q\} \equiv \{q\} - [K_{\bar{u}}] \cdot \{\bar{U}\} - [K_h]\{\dot{h}\} \quad (9)$$

식 (6)의 힘의 평형식은 다음과 같이 이산화하여 쓸 수 있다.

$$\{F\} = [C]\{p\} \quad (10)$$

2.3 압력 분포의 계산

식 (5)로부터 유막 파단 경계를 정하고 이로부터 유막 내의 압력 분포를 구하는 방법은 다음과 같다.

먼저 식 (7)의 행렬 $[K]$, 벡터 $\{p\}$ 와 $\{Q\}$ 를 다음과 같이 분할한다[3].

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & \dots & K_{12} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{21} & \dots & K_{22} \end{bmatrix}; \{p\} = \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix}; \{Q\} = \begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

여기서 아래 첨자 1은 $p \geq 0$ 의 제한 조건을 만족하는 영역을, 아래 첨자 2는 제한 조건을 만족하지 않는 영역을 나타낸다. 식 (11)을 이용하여 식 (5)를 표현하면 다음과 같다.

$$(i) \quad \{p_2\} = 0 \quad (12)$$

$$(ii) \quad [K_{11}]\{p_1\} = \{Q_1\} \quad (13)$$

$$(iii) \quad [K_{21}]\{p_1\} < \{Q_2\} \quad (14)$$

$$(iv) \quad \{p_1\} > 0 \quad (15)$$

식 (12)에서 (15)를 동시에 만족하는 두 영역의 분할은 다음과 같이 얻는다.

1. 각 노드를 임의로 영역 1 또는 영역 2로 구분한다.
2. 식 (12)와 (13)을 이용하여 압력 $\{p\}$ 를 구한다.
3. 영역 1의 노드에 대하여 식 (15)의 제한 조건을 확인한다. 이 제한 조건을 만족하지 않는 모든 노드를 영역 2로 전환한다.
4. 영역 2의 노드에 대하여 식 (14)의 제한 조건을 확인한다. 이 제한 조건을 만족하지 않는 모든 노드를 영역 1로 전환한다.
5. 모든 제한 조건이 만족되면 해를 얻은 것이다. 그렇지 않은 경우 2번 과정부터 다시 반복한다.

2.4 축 중심의 속도 계산

식 (9)의 $\{Q\}$ 에 대하여

$$\{Q'\} = \{Q\} + [B]\{\dot{e}\} \quad (16)$$

와 같이 정의한다. 여기서

$$[B]\{\dot{e}\} = [K_h]\{\dot{h}\} \quad (17)$$

이고, $\{\dot{e}\}$ 는 축 중심의 속도 벡터이다. $[B]$ 는 $[K_h]$ 와 식 (3)의 \dot{h} 로부터 구할 수 있다. 그러면

$$\{Q'\} = \{q\} - [K_{\bar{u}}] \cdot \{\bar{U}\} \quad (18)$$

로 표현된다. 식 (13)과 (14)를 $\{Q'\}$ 을 이용해 나타내면

$$[K_{11}]\{p_1\} + [B_1]\{e\} = \{Q_1\} \quad (13')$$

$$[K_{21}]\{p_1\} + [B_2]\{e\} < \{Q_2\} \quad (14')$$

또, 힘의 평형식은 $\{p_2\} = 0$ 으로부터

$$\{F\} = [C_1]\{p_1\} \quad (19)$$

과 같이 쓸 수 있다. 식 (13')과 (19)를 조합하면 압력 분포와 축 중심의 속도를 동시에 구할 수 있다. 식 (13')에서

$$\{p_1\} = [K_{11}]^{-1}[\{Q_1\} - [B_1]\{e\}] \quad (20)$$

식 (19)와 (20)을 정리하면

$$\{e\} = \left[[C_1][K_{11}]^{-1}[B_1] \right]^{-1} \left[[C_1][K_{11}]^{-1}\{Q_1\} - \{F\} \right] \quad (21)$$

식 (21)의 오른쪽 항은 이미 알고 있는 값들로만 써어 있다. 따라서 $\{e\}$ 를 구할 수 있고, 이것을 식 (20)에 대입하면 베어링 내의 압력 분포를 구할 수 있다.

2.5 탄성 유체 윤활 해석

유막 내의 높은 압력으로 인한 베어링 하우징의 탄성 변형이 커넥팅 로드 베어링의 성능에 영향을 미친다. 본 연구에서는 커넥팅 로드 베어링의 탄성 유체 윤활 해석을 위하여 직접적 반복 해법을 사용하였다.

베어링 하우징의 탄성 변형을 고려할 경우 유막 두께는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$h = C - e_x \cos\theta - e_y \sin\theta + \delta \quad (22)$$

여기서

$$\delta = \delta_x \cos\theta + \delta_y \sin\theta \quad (23)$$

이 때 δ_x 와 δ_y 는 각각 베어링 면에 위치한 노드의 X 방향과 Y 방향의 변위이다. 식 (22)의 δ 를 적당한 값으로 가정하면 이 식을 이용하여 베어링 내의 압력 분포를 구할 수 있다. 그리고 이 압력 분포로부터 다시 베어링 하우징의 탄성 변형량 δ 를 계산할 수 있다. 이와 같이 베어링 면의 탄성 변형량과 압력 분포를 반복적으로 계산하다가 δ 가 적당한 오차 이내에서 수렴되면 베어링 면의 탄성 변형량과 압력 분포가 구해진 것으로 본다. 이러한 직접적 반복 해법은 뉴턴-랩슨법을 이용하여 구조와 윤활 해석을 동시에 수행하는 방법에 비해 수렴성은 떨어지지만, 강체 베어링의 윤활 해석에 사용되는 식을 그대로 이용할 수 있다는 장점이 있다.

3 해석 결과

Ruston and Hornsby 6VEB-X Mk III 4행정 디젤 엔진의 커넥팅 로드 베어링(R&H 베어링)을 해석하였다. R&H 베어링의 해석에 필요한 수치들은 Table 1과 같다[8]. 커넥팅 로드의 기구학적 관계를 이용하면 ω 로부터 $\dot{\omega}$ 를 구할 수 있다[10]. 엔진이 운전되는 동안 커넥팅 로드 베어링이 받는 하중은, 실린더 압력에 의한 하중과 커넥팅 로드와 피스톤의 관성에 의한 관성 하중의 벡터 합이다 [8,9]. Fig. 2와 3은 각각 실린더 압력에 의한 하중과 600 rpm으로 운전될 때 R&H 베어링이 받는 하중의 변화를 보여 준다.

본 연구에서는 원주 방향으로 60개, 길이 방향으로 5

개의 등간격 노드를 사용하였다. 그리고 베어링면을 모두 480개의 3노드 선형 삼각형 요소로 분할하였다. 또한 R&H 베어링의 하우징을 Fig. 4와 같은 링으로 모델링하고, 원주 방향으로 60등분하여 계산하였다. 그리고 상부의 로드 부분은 강체라고 가정하여 베어링 하우징과 로드가 접합하는 부분(Fig. 4에서 점이 표시된 노드)에서는 변형이 없다고 하였다. 또 베어링의 길이 방향으로는 탄성 변형의 크기가 일정하다고 생각하여 평면 응력 문제로 해석하였다[2]. 구조의 해석에 필요한 물성치는 Fig. 4에 표시하였다[4].

3.1 계산 결과

Fig. 5에 R&H 베어링의 탄성 해석과 강체 해석 결과 얻어진 축 중심의 궤적을 함께 나타내었다. 탄성 해석 결과의 궤적에서 볼 수 있는 것처럼 축 중심의 편심율이 1보다 커지는 것은, 베어링 하우징의 탄성 변형에 의해 축과 베어링면 사이의 틈새가 증가하기 때문이다. 이러한 베어링 하우징의 탄성 변형은 베어링 하단부에서 특히 큰 것을 볼 수 있는데, 이는 로드 부분의 위치한 베어링의 상단부에서는 하우징의 탄성 변형이 크지 않기 때문으로 생각된다.

Fig. 6은 최소 유막 두께의 변화를 비교한 그림이다. 축 중심의 편심율은 탄성 해석 결과 강체 해석보다 훨씬 크게 예측되었으나, 최소 유막 두께의 변화는 서로 비슷한 양상을 보였다. 최소 유막 두께가 작아지는 영역에서는 탄성 해석 결과 얻어진 최소 유막 두께가 강체 해석 결과보다 증가하는 모습을 볼 수 있다. 특히 축 중심의 편심율이 최대에 이르는 크랭크 각 -360°에서 -450°까지에서 탄성 해석으로 얻어지는 최소 유막 두께가 강체 해석에 비해 크게 증가하였다. Fig. 7은 최대 유막 압력의 변화를 나타낸 그림으로, 이 영역에서 최소 유막 두께가 증가하는 만큼 최대 유막 압력도 크게 감소하는 것을 볼 수 있다. 강체 해석의 결과에서는 축 중심의 최대 편심이 일어나는 크랭크 각에서 최소 유막 두께도 최소값이 되었으나, 탄성 해석 결과 축 중심의 최대 편심과 최소 유막 두께의 최소값은 각각 다른 크랭크 각에서 나타나고 있다. Table 2에 강체 해석과 탄성 해석 결과 얻어진 최소 유막 두께의 최소값과 최대 유막 압력의 최대값을 비교하였다.

3.2 속도 변화의 영향

Fig. 8은 축의 회전 속도에 따른 하중의 변화에 대해 계산한 축 중심의 궤적을 그린 것이다. 속도가 증가할수록 관성 하중의 크기가 증가하고, 이에 따라 축 중심의 편심도 베어링의 하단부에서 크게 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 9의 최소 유막 두께 변화를 보면, 폭발 행정 동안의 최소 유막 두께는 축의 회전 속도가 증가하면 커지는 경향을 보인다. 이것은 축의 회전 속도가 증가할수록 크기가 커지는 관성 하중이 폭발 행정시의 실린더 압력에 의한 하중과 방향이 반대가 되어 서로 상쇄되기 때문이다. 이에 따라 Fig. 10의 최대 유막 압력 변화는 폭발 행정 부분에서 축 중심의 속도가 증가함에 따라 최대 유막

압력이 감소하는 모습을 보여 준다. 이 부분을 제외한 나머지 크랭크 각 영역에서는 축의 회전속도가 증가함에 따라 최소 유막 두께는 감소하고 최대 유막 압력은 증가한다. Table 3에 축의 회전 속도에 따라 변화하는 최소 유막 두께의 최소값과 최대 유막 압력의 최대값을 비교하였다.

3.3 실린더 압력 변화의 영향

Fig. 11에서 Fig. 13까지는 실린더 압력의 변화에 대해 축 중심의 궤적, 최소 유막 두께의 변화, 그리고 최대 유막 압력의 변화를 그린 그림이다. 폭발 행정이 일어나는 부분에서 실린더 압력이 증가할수록 축 중심의 편심이 증가하고, 최소 유막 두께가 감소하며, 최대 유막 압력이 증가하는 모습을 볼 수 있다. Table 4에 축의 회전 속도에 따라 변화하는 최소 유막 두께의 최소값과 최대 유막 압력의 최대값을 비교하였다.

4 결론

본 연구에서는 베어링 하우징의 탄성 변형을 고려한 커넥팅 로드 베어링의 탄성 유체 윤활 해석을 통해 축 중심의 궤적, 최소 유막 두께 변화, 최대 유막 압력 변화를 예측하였다. 베어링 하우징의 탄성 변형을 고려한 해석 결과 강체 해석 결과보다 축의 편심율과 최소 유막 두께는 크게, 최대 유막 압력은 낮게 예측되었다. 또 축의 회전 속도가 증가할수록, 실린더 압력이 증가할수록 최소 유막 두께는 감소하였다.

참고 문헌

1. Wilcock, D. F. and E. R. Booser, Bearing Design and Application, McGraw-Hill, 1957, Chapter 10.
2. Fantino, B., J. Frene and J. Du Parquet, "Elastic connecting-rod bearing with piezoviscous lubricant: analysis of the steady-state characteristics," Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 101, No. 2, 1979, pp. 190-200.
3. Goenka, P. K., "Dynamically loaded journal bearings: finite element method analysis," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 106, No. 4, 1984, pp. 429-439.
4. LaBouff, G. A. and J. F. Booker, "Dynamically loaded journal bearings: a finite element treatment for rigid and elastic surfaces," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 107, No. 4, 1985, pp. 505-515.
5. Oh, K. P. and P. K. Goenka, "The elastohydrodynamic solution of journal bearings under dynamic loading," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 107, No. 3, 1985, pp. 389-395.
6. Xu, H. and E. H. Smith, "A new approach to the solution of elastohydrodynamic lubrication of crankshaft bearings," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 204, No. C3, 1990, pp. 187-197.
7. Aitken, M. B. and H. McCallion, "Elastohydrodynamic lubrication of big-end bearings part 2: ratification," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 205, No. C2, 1991, pp. 107-119.

8. Campbell, J., P. P. Love, F. A. Martin and S. O. Rafique, "Bearings for reciprocating machinery: a review of the present state of theoretical, experimental, and service knowledge," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 182, Part 3A, 1967-1968, pp. 51-74.
9. Martin, F. A., "Engine bearing design: Design studies, wider aspects and future developments," edited by C.M. Taylor, Engine Tribology, Elsevier, 1993, pp. 113-157.
10. Booker, J. F., "Dynamically-loaded journal bearings: numerical application of the mobility method," Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 93, No. 1, 1971, pp. 168-176 and Vol. 93, No. 2, p. 315.

Table 1 Basic data of R&H bearing

| | | | |
|-----------|-----------------------------|-------|---------------------|
| bearing | width per land | L | 0.05715 m |
| | diameter | D | 0.2030 m |
| | clearance | C | 82.55 μm |
| lubricant | viscosity | μ | 0.01496 Pa·s |
| engine | offset | l_1 | 0 m |
| | crank length | l_2 | 0.1840 m |
| | connecting rod length | l_3 | 0.7820 m |
| | piston and gudgeon pin mass | m_p | 2.550 kg |
| | connecting rod mass | m_c | 2.536 kg |

Table 2 Computation results

| | min. h_{\min} (μm) | max. p_{\max} (MPa) |
|-----------------|-----------------------------------|-----------------------|
| rigid bearing | 3.23 at -279° | 35.1 at -10° |
| elastic bearing | 3.08 at -287° | 30.7 at -10° |

Table 3 Computation results for various rotational speed

| | min. h_{\min} (μm) | max. p_{\max} (MPa) |
|---------|-----------------------------------|-----------------------|
| 500 rpm | 3.44 at -292° | 41.0 at -12° |
| 600 rpm | 3.08 at -287° | 30.7 at -10° |

Table 4 Computation results for various cylinder pressure

| | min. h_{\min} (μm) | max. p_{\max} (MPa) |
|--------------------|-----------------------------------|-----------------------|
| 70% cyl. pressure | 3.25 at -288° | 23.3 at -196° |
| 100% cyl. pressure | 3.08 at -287° | 30.7 at -10° |
| 130% cyl. pressure | 2.66 at -295° | 48.8 at -10° |

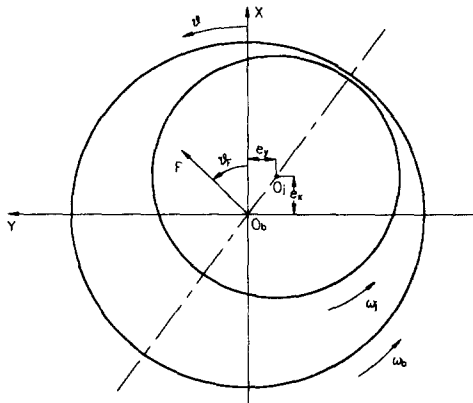
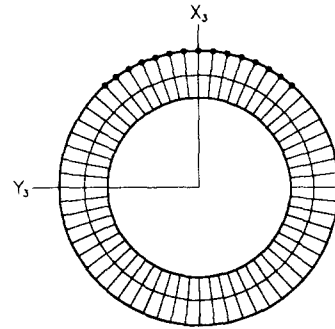


Fig. 1 Journal bearing under dynamic loading



Inner diameter = 203 mm
 Outer diameter = 318 mm
 $E = 214 \text{ GPa}$
 $\nu = 0.25$

Fig. 4 Structural model of R&H bearing

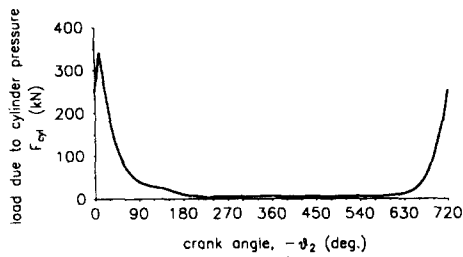


Fig. 2 Load due to cylinder pressure of R&H bearing

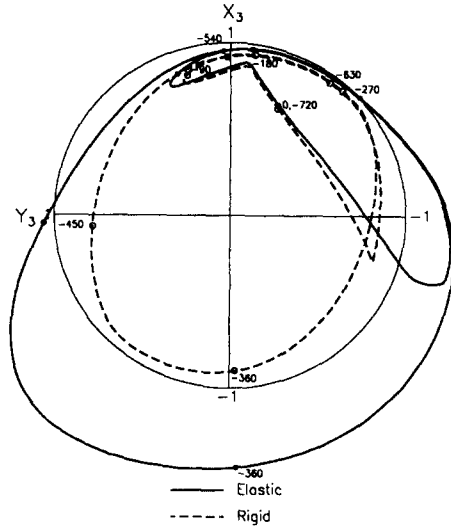


Fig. 5 Journal center loci of R&H bearing at 600 rpm

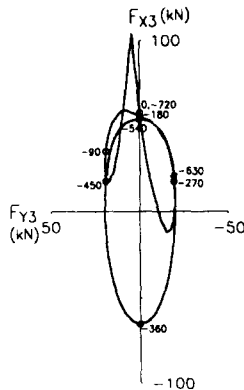


Fig. 3 Load diagram of R&H bearing at 600 rpm

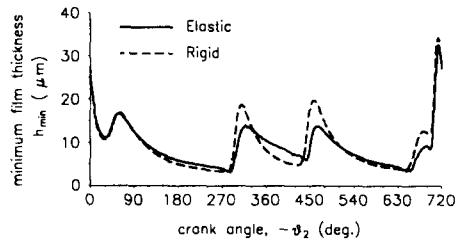


Fig. 6 Minimum film thickness variations of R&H bearing at 600 rpm

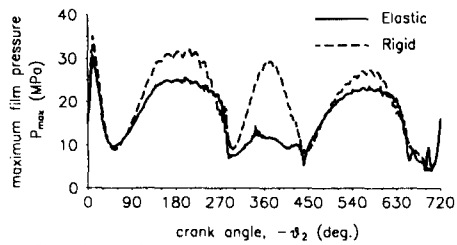


Fig. 7 Maximum film pressure variations of R&H bearing at 600 rpm

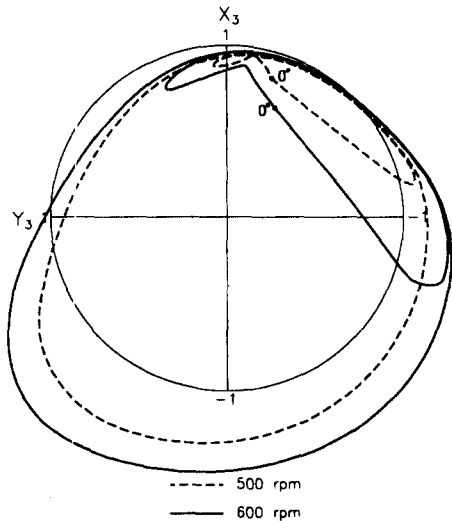


Fig. 8 Journal center loci of R&H bearing at various rotational speed

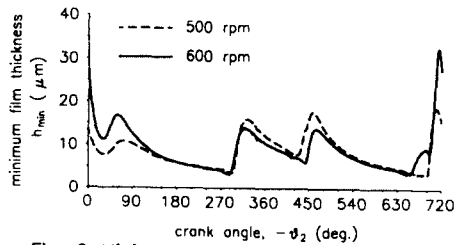


Fig. 9 Minimum film thickness variations of R&H bearing at various rotational speed

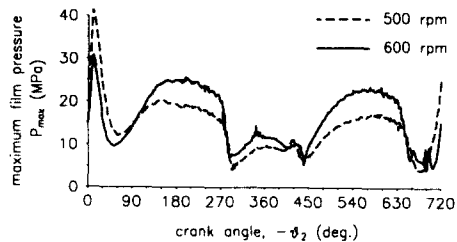


Fig. 10 Maximum film pressure variations of R&H bearing at various rotational speed

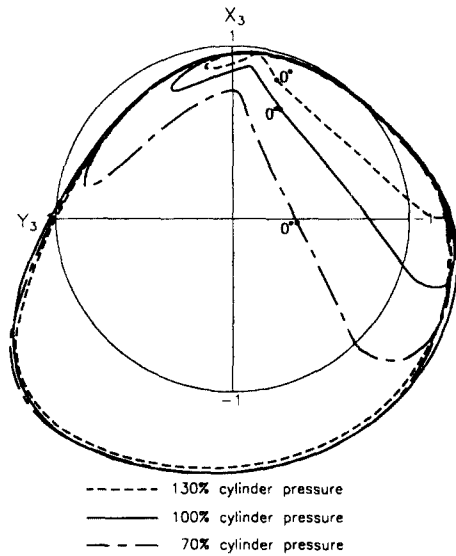


Fig. 11 Journal center loci of R&H bearing under various cylinder pressure

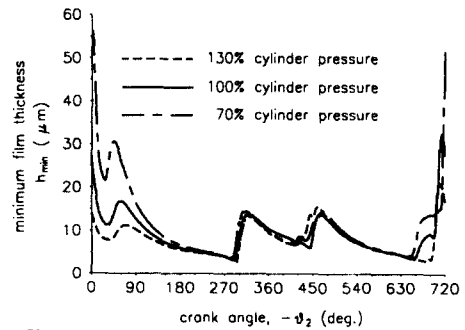


Fig. 12 Minimum film thickness variations of R&H bearing under various cylinder pressure

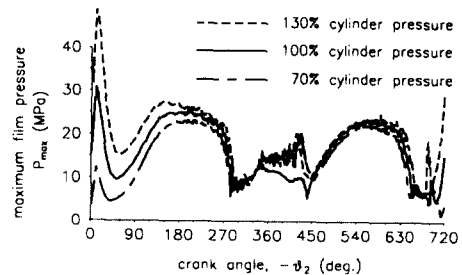


Fig. 13 Maximum film pressure variations of R&H bearing under various cylinder pressure