

圓周方向 潤滑 흡을 갖는 엔진 主 베어링의 緣續 磨擦 解釋

Analysis of Instantaneous Friction in Full-Circumferentially Grooved Engine Main Bearings

全 相 鳴*
Sang Myung Chun

ABSTRACT

The instantaneous friction in main bearings of a single cylinder diesel engine was determined by measuring the instantaneous angular velocity, calculating the resulting forces acting on the bearings, and solving the unsteady Reynolds equation in combination with the mobility method. The considered system consists of only the crankshaft with flywheel and oil pump. The thermal effects were not considered because of the short testing time. The tests were conducted using an electric start motor. The results indicated that when the bearing is not near equilibrium for very small speeds, simple film lubrication theories are not accurate. The details of grooves and unsteady terms in the Reynolds equation cannot be ignored for increasing efficiency of instantaneous friction calculation of the engine bearings. The effects of speed on instantaneous friction and energy lost in friction were determined.

1. 서 론

자동차 내연 기관의 마찰 손실에 대한 연구는 에너지 절감의 효과를 증진시키기 위한 핵심적인 문제로 다루어지고 있다. 내연 기관의 지시 마력(indicated power)의 상당한 량이 마찰로 소모되어 지므로 마찰은 연료 경제면에서 중요한 역할을 한다. 부분 트로틀(part throttle) 운전 조건하에서 승용차 엔진에 대한 분석결과¹⁾, 연료로부터의 전체 에너지 입력 중 40%가 지시 출력으로 나타나고 이중 20~25%가 엔진의 기계적 마찰 손실(mech-

anical frictional losses)이다. 이러한 기계적 손실 중의 20~30%가 엔진 베어링들로 인해 초래된다. 이중 반이 메인 베어링에 의해서 일어난다. 엔진 베어링의 재설계로 엔진내의 마찰 손실을 줄이는 방안은 Martin¹⁾과 Vickery²⁾ 그리고 Ogita 등³⁾에 의하여 제안되었다. 그러나 그들은 엔진 베어링 재설계시 엔진 전체 시스템의 요구 조건을 고루 만족시켜야 하고 각 엔진 부품의 상호 작용도 고려해야 하는 까다로움이 있다고 지적하였다.

연속적인 엔진 마찰⁴⁻⁷⁾에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다. 그 중 Fragoulis⁷⁾는 엔진 모터링 실험으로 엔진내의 연속적인 마찰

* 정회원, 대우자동차 기술연구소 연구개발 엔지니어

을 coast-down 상태에 대해서 엔진의 각 부품 별로 크랭크 각에 대하여 도시하였다. 그의 실험 결과는 엔진의 비정상 조건에 대한 알고리즘을 개발하기 위한 아주 좋은 자료이다. 그의 실험 중에는 크랭크 축과 플라이휠 그리고 오일 펌프만 장착한 모터링 실험이 있다. 이 실험으로부터 메인 베어링과 오일 펌프 그리고 플라이휠의 공기저항으로 인한 연속적인 마찰 손실을 도시하였다.

본 연구에서는 피어링 상태로는 측정이 매우 어려운 엔진 베어링의 마찰을 구하기 위하여, 모터링 상태에서 측정된 크랭크 축의 각 속도를 이용하여 전체 사이클, 즉 start-up 사이클과 coast-down 사이클에 대하여 메인 베어링의 연속적인 마찰을 해석하였고, 오일 펌프로 인한 마찰 손실도 따로 계산하였다. 실험으로 측정된 크랭크 축의 연속적인 회전 속도를 이용하여 기본 시스템의 관성력을 포함한 동적인 하중을 구했고, 비정상 레이놀즈 방정식^{6,9)}을 베어링 운동 궤적을 풀기 위한 모빌리티 방법^{10~15)}과 함께 고려하여 베어링내의 압력 분포를 구해 마찰력을 계산하였다. 실제 피어링 상태에서는 연소실내의 연소압력과 조립된 각 부품들의 무게와 관성력으로 인하여 메인 베어링에 작용하는 하중의 변화가 심하게 일어나므로 베어링 축의 편심량이 달라진다. 그러므로 본 연구로부터 구한 모터링 상태의 마찰력은 피어링 상태의 마찰과는 상당히 차이가 날 것이다.

2. 이론 해석

2.1 엔진 시스템

본 연구에서는 전체 엔진 시스템 중 커넥팅 로드, 피스톤, 캠 축, 바란스축 등을 떼어낸 후 크랭크 축, 플라이휠 그리고 오일 펌프만으로 구성된 간단한 시스템(Fig.1)을 선택하였다. 크랭크 축과 오일 펌프는 기어로 연결되고 오일 펌프는 12개의 치수를 가진 2개의 기어로 구성된 로터리 기어 펌프이다. 크랭크 축의 한쪽 끝에 있는 기어의 치수는 32개이고, 오일 펌프와 연결된 축에 있는 기어의 치수는 44개이다. 이 시스템을 전기 시동

모터(electric start motor)로 약 90 rad/sec 까지 가동시킨 뒤(start-up cycles) 모터의 전원을 끊어 정지하는 순간(coast-down cycles)까지를 해석하였다.

Fig.1의 각 치수들과 입력 데이터는 Table 1에 주어졌다. 플라이휠 쪽의 메인 베어링을 '베어링 1'이라 하고, 엔진의 앞 방향에 위치한 메인 베어링을 '베어링 2'라 한다. 가상의 피스톤-실린더를 포함한 크랭크 축의 좌표는 Fig.2에 표시되어 있다. 여기서 점선은 제거된 커넥팅 로드 및 피스톤을 나타낸다. X1-Y1 좌표는 메인 베어링에 고정된 좌표이고 X2-Y2는 크랭크 축과 함께 움직이는 좌표이다. 여기서는 X1-Y1 좌표를 이용하였다. 크랭크 축은 반시계 방향으로 회전하고, 1실린더 4행정 기관이므로 축 2회전이 한 사이클이다.

다음으로 동하중을 받는 일반적인 베어링 좌표가 Fig.3에 도시되어 있다. 여기서 θ 는 원주 방향 좌표이고, φ , e , ω 는 각각 베어링 상태각(attitude angle), 편심량 그리고 각 속도를 나타낸다. 유막두께 h 는 다음과 같이 정의된다.

$$h = c + e \cos(\theta - \varphi) \quad (1)$$

여기서 c 는 베어링 반경 틈새이다. 즉, 베어링 반경과 축 반경과의 편차이다. 또한 자세한 베어링 윤활홈 구조는 Fig.4에 도시되어 있다. 원주방향 윤활홈이 베어링 중간지점에 존재한다. 모빌리티 방법에 의한 베어링 편심율의 계산에 있어서 베어링의 유효 폭은 $L-4$, 즉 전체 베어링 폭에서 윤활홈의 폭을 뺀

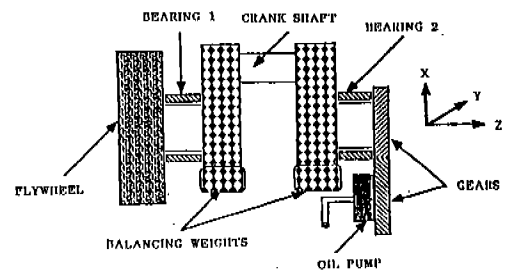


Fig.1 Reduced engine system to be modelled

Table 1 Operating Conditions of Dynamically Loaded Bearing Lubricant is SAE 10W

Bearing Diameter (D)	= 0.055m
Bearing Length (L)	= 0.035m
Bearing Clearance (C)	= 0.000055m
Bearing Groove Width (l_1)	= 0.0056 m
Length of Crank Arm (l)	= 0.0475 m
Length between Bearing 1 and Flywheel (l_c)	= 0.0525 m
Length between Bearing 1 and Bearing 2 (L_c)	= 0.1215 m
Weight of Flywheel (W_F)	= 25 N
Weight of Crank Shaft (W_c)	= 8.5 N
Mass of Crank Shaft (m_c)	= 8.5/9.8 kgm
Length between Center of Crank Shaft and Center of Mass of Crank Shaft (r_c)	= 0.008 m
Diameter of Oil Pump Gear	= 0.02 m
Tooth Height, Length, and Thickness of Oil Pump Gear	= 0.004, 0.02 and 0.003m
Diameter of Connecting Gear on Crankshaft	= 0.008 m
Diameter of Connecting Gear on Oil Pump Shaft	= 0.011 m
Speed Ratio of Oil Pump shaft to Crankshaft	= 0.727
Inlet Oil Temperature (T_{in})	= 23.3°C
Inlet Oil Pressure (P_{in})	= 0.13 MPa
Absolute Viscosity of Oil (μ_0)	= 0.08 Pas
Engine Type	= DEUTZ Diesel Engine (1 Cylinder, 4Strokes)

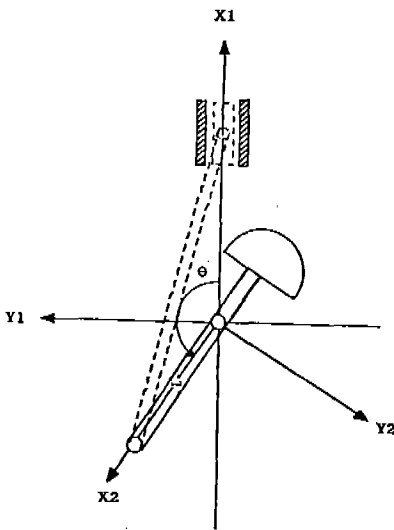


Fig.2 Simplified coordinate system of crank shaft and arm

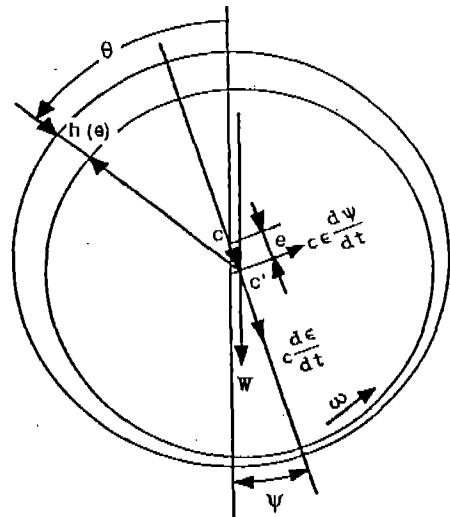


Fig.3 Geometry of a dynamically loaded journal bearing (the direction of shaft velocity components $c = \frac{d\epsilon}{dt}$ and $c\epsilon = \frac{d\psi}{dt}$ are also indicated)

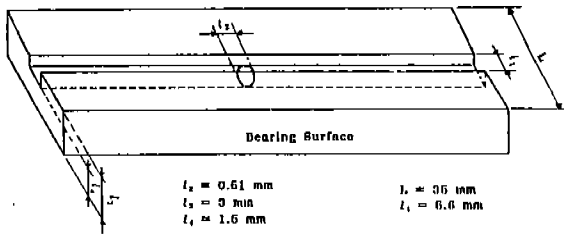


Fig. 4 Detailed bearing groove geometry

값을 적용했다. 윤활홈내의 압력은 주입 압력 값으로 일정하게 가정했다. 그 이유는 윤활홈의 깊이는 반경 틈새보다 약 30배 정도 크기 때문이다.

2.2 지배 방정식

2.2.1 비정상 레이놀즈 방정식

비압축성 유체에 대한 비정상 레이놀즈 방정식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6R \left[h \frac{\partial u}{\partial \theta} + u \frac{\partial h}{\partial \theta} \right] + 12R^2 \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

여기서 p 는 압력, μ 는 점성 계수, θ 는 원주 방향 좌표, z 는 축 방향 좌표, R 은 베어링 반지름, h 는 유막 두께, t 는 시간을 나타낸다.

크랭크 축의 표면 속도(u)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u(t) = R\omega(t) + c \frac{d\varepsilon(t)}{dt} \sin(\theta - \varphi(t)) - c \varepsilon(t) \frac{d\varphi(t)}{dt} \cos(\theta - \varphi(t)) \quad (3)$$

여기서 ω 는 크랭크 축의 각 속도, ε 는 편심률이다.

방정식 (3)에서 오른쪽 첫번째 항은 축 중심에 관한 축 표면의 속도이고, 둘째 항과 세째 항은 각각 베어링 중심선에 관한 축 중심의 반경 방향과 접선 방향 속도의 임의의 θ 위치에서의 축 표면 속도 성분이다(Fig. 3참고). 방정식 (1)과 방정식 (3), 즉 h 와 u 의 식을 방정식 (2)에 대입하고, c^2 이상의 고차 값을 갖는 항들을 무시하면 다음과 같은 간단한 비정상 레이놀즈 방정식을 얻는다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + R^2 \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12R^2 c \left(\varepsilon(t) \left(\frac{d\varphi(t)}{dt} - \frac{\omega(t)}{2} \right) \sin(\theta - \varphi(t)) + \frac{d\varepsilon(t)}{dt} \cos(\theta - \varphi(t)) \right) \quad (4)$$

본 논문의 윤활유에 대한 등은 가정에 의해서 $\mu = \mu_0 = \text{constant}$. 그러므로 무차원 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{12\mu_0(R/c)^2}{\dot{p}_{in}} \left(\varepsilon(t) \left(\frac{d\varphi(t)}{dt} - \frac{\omega(t)}{2} \right) \sin(\theta - \varphi(t)) + \frac{d\varepsilon(t)}{dt} \cos(\theta - \varphi(t)) \right) \quad (5)$$

여기서 $\bar{z} = z/R$, $H = h/C$ 그리고 $P = p/\dot{p}_{in}$ 이다.

$\bar{P} = P \times H^{1.5}$ 로 치환하여 재전개하면 다음과 같은 무차원 식을 얻는다.

$$\left(\frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial z^2} \right) - \left[\frac{3}{4H^2} \left(\left(\frac{\partial H}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial z} \right)^2 \right) + \frac{3}{2H} \left(\frac{\partial^2 H}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 H}{\partial z^2} \right) \right] \bar{P} = \frac{12\mu_0(R/c)^2}{\dot{p}_{in}} \left(\varepsilon(t) \left(\frac{d\varphi(t)}{dt} - \frac{\omega(t)}{2} \right) \sin(\theta - \varphi(t)) + \frac{d\varepsilon(t)}{dt} \cos(\theta - \varphi(t)) \right) H^{-1.5} \quad (6)$$

2.2.2 경계 조건

베어링 끝에서의 압력은 대기 압력(게이지 압력)과 같다고 보았다. 즉,

$$p_{z=\pm L/2} = 0 \quad (7)$$

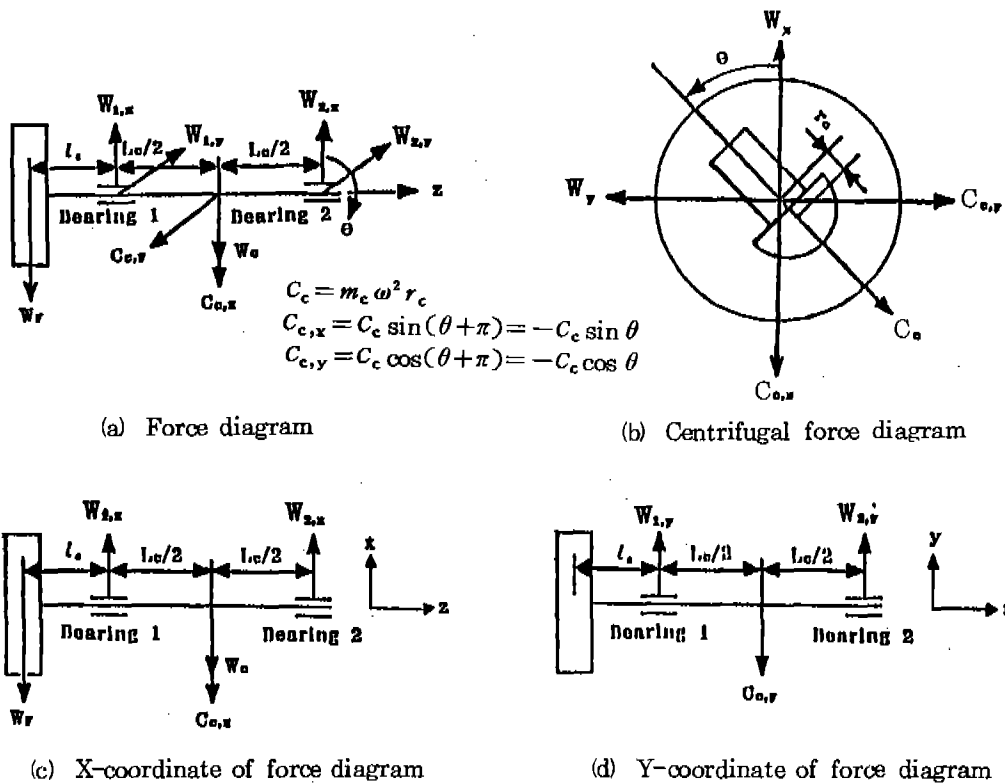
여기서 L 은 베어링 폭이다.

윤활홈의 압력은 주입 압력과 같다고 가정하였다. 그리고 유막의 파괴 지점에서의 압력은 다음과 같다고 보았다.

$$p = \frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad (8)$$

2.2.3 모빌리티 방정식

Bookers¹³⁾의 모빌리티 방정식은 다음과 같



$$C_c = m_c \omega^2 r_c$$

$$C_{c,x} = C_c \sin(\theta + \pi) = -C_c \sin \theta$$

$$C_{c,y} = C_c \cos(\theta + \pi) = -C_c \cos \theta$$

Fig. 5 Dynamic load diagram

고, 이 방정식의 모빌리티 벡터(\vec{M})은 최근에 FEM 해석으로 얻은 Goenka¹⁵⁾의 식을 이용하였다.

$$\frac{d\vec{e}}{dt} = \frac{|\vec{W}|(c/R)^3}{2L\mu_0} \vec{M} + 0.5\omega(t) \times \vec{e} \quad (10)$$

2.2.4 베어링 하중 계산식

엔진 크랭크 축의 회전과 엔진 회전체의 무게로 인한 베어링 하중은 힘과 모멘트 평형으로부터 유도할 수 있고, 그 결과는 다음과 같다(Fig.5 참조).

베어링 1과 2에서의 y방향 하중(축의 전후 방향):

$$W_{1,y} = W_{2,y} = -\frac{m_c \omega^2 r_c}{2} \sin \theta \quad (11)$$

베어링 1에서의 x방향 하중(축의 상하 방향):

$$W_{1,x} = \frac{W_c - m_c \omega^2 r_c \cos \theta}{2} + W_F(1 + l_c/L_c) \quad (12)$$

베어링 2에서의 x방향 하중(축의 상하 방향):

$$W_{2,x} = \frac{W_c - m_c \omega^2 r_c \cos \theta}{2} - W_F l_c/L_c \quad (13)$$

여기서 m_c 는 크랭크 축의 질량, r_c 는 크랭크 축 중심으로부터 크랭크 축의 무게 중심까지의 거리, W_c 는 크랭크 축의 무게, W_F 는 플라이휠의 무게, l_c 는 플라이휠로부터 베어링 1까지의 거리, L_c 는 베어링 1과 베어링 2 사이의 거리이다.

합성 베어링 하중은 다음과 같다.

$$W_i = \sqrt{(W_{i,x})^2 + (W_{i,y})^2}, \quad i=1, 2 \quad (14)$$

2.2.5 마찰 토크

베어링 벽면에서의 마찰력에 의한 마찰 토크는 다음과 같다.

$$T = R \iint_s \tau_w R^2 d\theta dz \quad (15)$$

여기서,

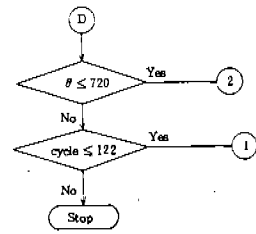
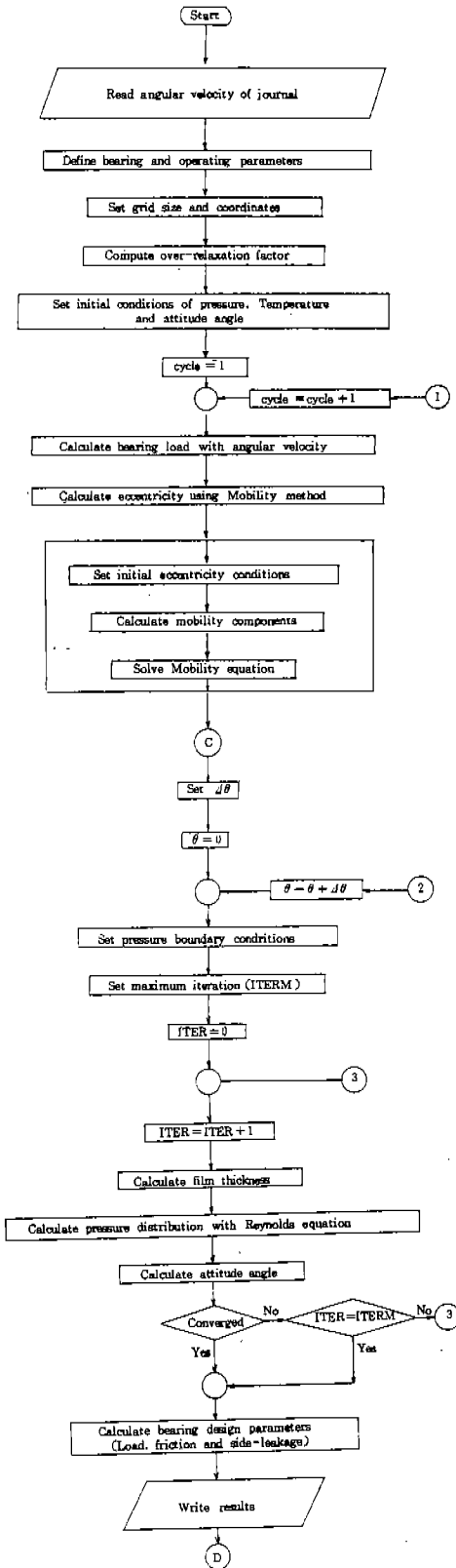


Fig.6 Flow Chart.

$$\tau_w = \left(\frac{h}{2R} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \frac{u\theta}{h} \right)_{\text{wall}} \quad (16)$$

전체 마찰 토-크는 베어링 1과 베어링 2의 값을 더한 것이다.

2.2.6 계산 절차

측정된 크랭크 축의 순간적 각 속도를 이용하여 베어링 하중을 계산하고, 이 하중을 이용하여 Booker의 모빌리티 방정식을 풀면 베어링 편심량을 얻는다. 이렇게 구한 베어링 편심량과 순간 각 속도를 이용하여 비정상 레이놀즈 방정식을 S. O. R. (successive over-relaxation) 방법으로 풀어 베어링 유막의 압력 분포를 얻었다. 이 때 등간격으로 x와 z 방향으로 등분한 그리드(43×9)를 사용했다. 이 압력분포를 바탕으로 베어링 표면의 마찰 토-크를 계산했다. 자세한 플로우 차트는 다음과 같다 (Fig. 6).

3. 결과 및 고찰

본 연구의 목적은 엔진 메인 베어링의 연속적 마찰 손실을 구하는 것이다. 이러한 베어링의 마찰 손실을 측정하기 위하여 실린더 헤드, 캠축, 피스톤 그리고 커빅팅 로드를 제거한 엔진을 사용했다. 즉 크랭크 축과 오일 펌프 그리고 시동 모터와 연결되는 플라이휠을 시동 모터로 모터링 실험을 하여 크랭크 축의 각 속도와 동력 손실을 측정하여 스타트로부터 약 90rad/sec까지 모터링한 start-up 과정과 그 후 모터를 정지한 후 엔진이 멈출때까지의 coast-down 과정의 마찰 손실을 측정 한 값²⁾과 FDM에 의한 베어링내의 압력 분포를 계산한 후 베어링의 연속적인 마찰 손실

을 구한 값과 비교했으며, 이 베어링 마찰 손실에 오일 펌프의 마찰 손실을 합할 경우 측정된 값과 매우 근사한 값을 얻었다. 약간의 오차는 크랭크 축과 오일 펌프를 연결하는 기어의 마찰 손실과 플라이휠의 공기 저항 손실 때문이다.

본 연구에서 고려하는 엔진 구동의 전과정은 약 30초 정도로 짧기 때문에 윤활유의 온도 상승은 거의 무시할 수 있다. 그러므로 전과정을 등온 조건, 즉 윤활유의 점성도를 일정하다고 보았다.

사용한 엔진의 제원과 기타 입력 데이터는 Table 1에 주어졌다. Fig. 7와 8에는 몇몇의 선택된 사이클에서의 속도가 크랭크 각에 대하여 도시되었고, 각각 start-up과 coast-down 과정에 대한 속도이다. 편의상 첫번째 사이클은 시작점인 크랭크 각 514°에서 720°로 정하였고, 마지막 사이클은 0°으로부터 정지점인 528°까지로 하였다. 첫번째 사이클을 제외하고는 속도가 서서히 증가함을 알 수 있다. 사이클 평균 에너지를 구하기 위해서는 매 사이클당 걸린 시간을 알아야 하고, 이것이 Fig. 9에 도시되었다. 첫번째 사이클의 점선으로 표시된 시간은 처음 514°에서 다음 사이클의 514°까지의 시간을 표시하였다.

Fig. 10과 11에는 모멘트 평형에 의하여 얻은 start-up과 coast-down 과정에서의 베어링 1과 베어링 2의 동하중을 도시하고 있고, 이 동하중하에서 Goenka의 모빌리티 백터를 이용한 모빌리티 해석법에 의해 얻어진 각 베어링의 저어널 중심의 이동 궤적도 Fig. 10, 11에 도시되었다. 베어링의 중심은 점차 한 점으로 접근하며 저어널이 정지되어 감에 따라 그 점으로부터 이탈된다.

동하중으로 인한 베어링 반력 하중은 베어링 1에서 위방향(+방향)으로 약 40.05 N이 작용하고, 베어링 2에서는 아래 방향(-방향)으로 약 6.55 N이 작용한다. 처음 베어링의 상태는 위에서 나타난 베어링에 작용하는 정하중 값으로 인하여, 베어링 1에서는 크랭크 축이 베어링 아래 면에 접촉되어져 있고, 베어링 2는 베어링 위쪽 면에 닿아 있다. 이와같

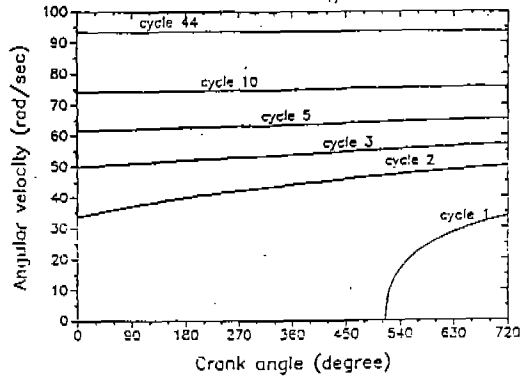


Fig. 7 Angular velocities of the crank shaft of the stripped-down cylinder Diesel engine during start-up conditions

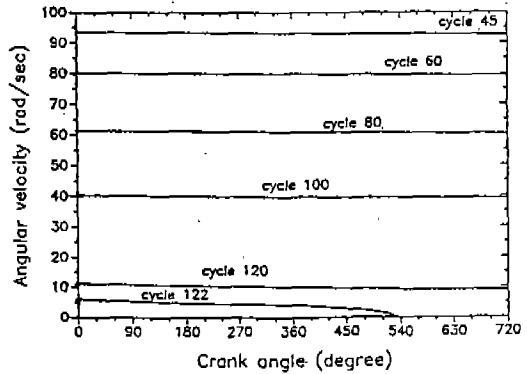


Fig. 8 Angular velocities of the crank shaft of the stripped-down cylinder Diesel engine during coast-down conditions

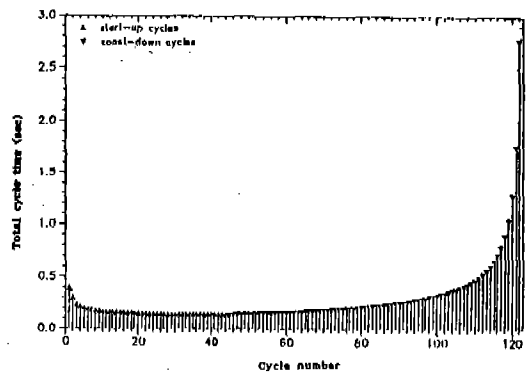


Fig. 9 Total cycle time vs. cycle number

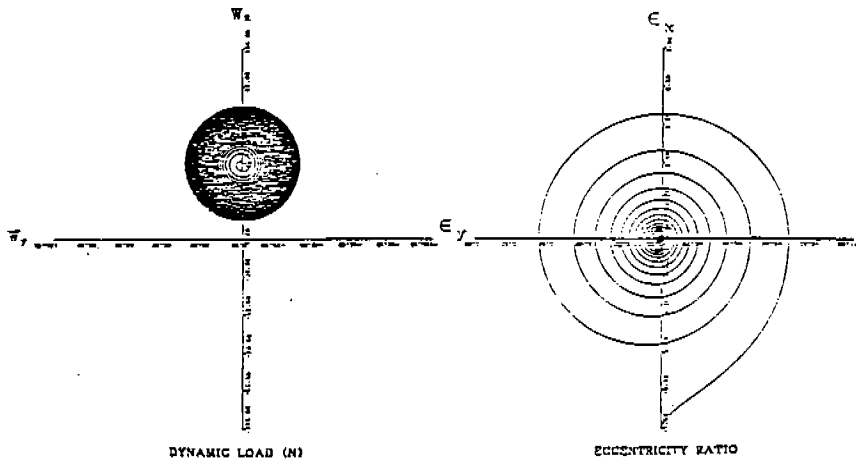


Fig.10 a Dynamic load and eccentricity ratio of engine main bearing for start-up conditions (cycle 1-44) at bearing 1.

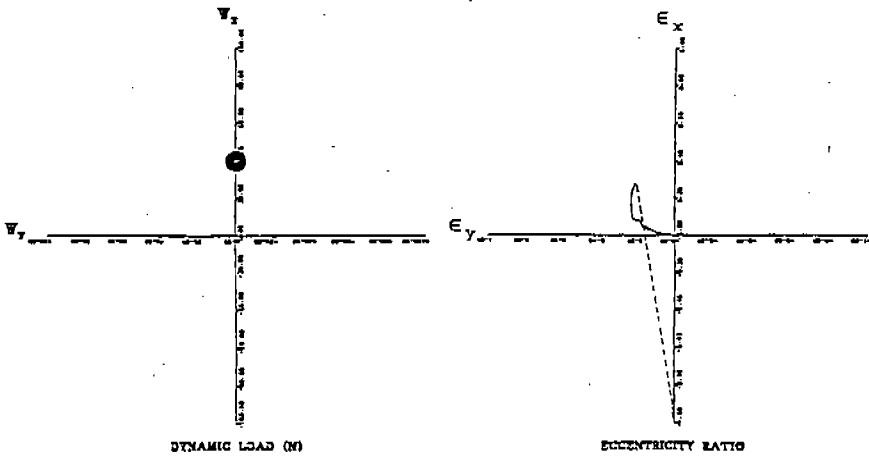


Fig.10 b Dynamic load and eccentricity ratio of engine main bearing for coast-down conditions (cycle 100-122) at bearing 1.

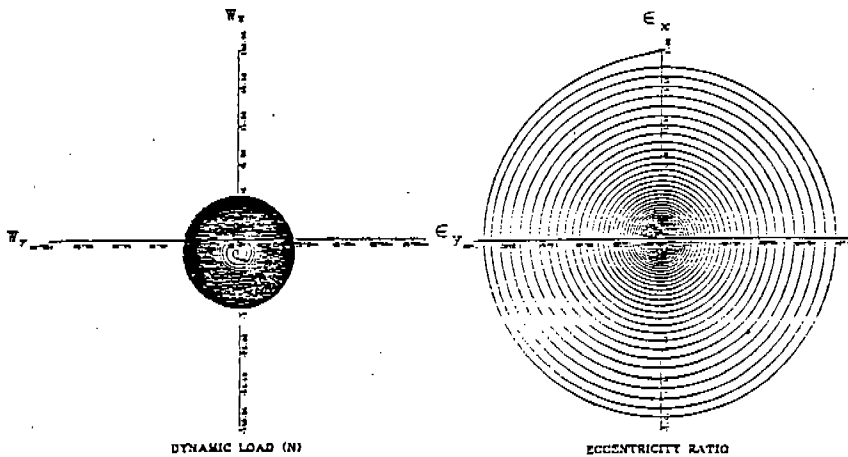


Fig.11 a Dynamic load and eccentricity ratio of engine main bearing for start-up conditions (cycle 1-44) at bearing 2.

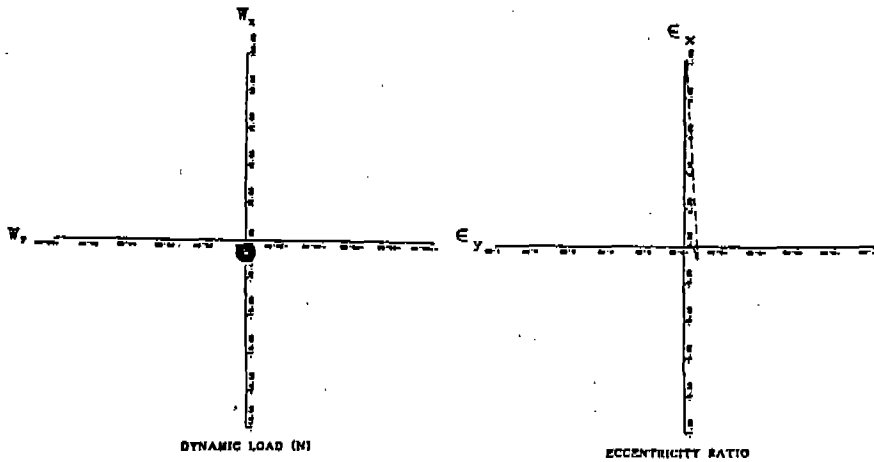


Fig.11 b Dynamic load and eccentricity ratio of engine main bearing for coast-down conditions (cycle 100-122) at bearing 2.

이 두 베어링에는 서로 크기와 방향이 다른 하중이 작용하므로 엄밀히 말하면 축이 경사져 있으나, 본 연구에서는 축의 경사를 고려하지 않았다. 다시 말해 두 베어링을 분리된 상태의 경사가 지지 않은 각기 다른 방향으로 하중을 받고 있는 독립된 베어링으로 보았다.

최대 하중은 양 베어링 모두 start-up 과정의 마지막 사이클인 사이클 44에서 나타났다. 엔진 앞 쪽에 있는 베어링 2보다 플라이휠이 붙어 있는 베어링 1에 더 강한 하중이 작용하므로 축의 중심이 더 빨리 한 점으로 접근했다. 즉 베어링 1에서는 20사이클 회전(약 3.54초) 후에 베어링 편심율이 0.02보다 작은 범위로 접근했고, 베어링 2에서는 45사이클 회전(7.02초) 후에 같은 범위에 도달했다. coast-down 과정의 끝 부분에서의 편심율이 1을 나타내지 않은 이유는 축이 정지하는 순간만을 계산했기 때문이다. 축이 정지후 그축은 정하중에 의하여 바로 원래 상태로 돌아갈 것이다. 즉 베어링 1에서는 아래로 베어링 2에서는 위로 향할 것이다.

마찰 손실을 계산하기 위하여 편심을 계산의 결과를 다음과 같은 방법으로 이용하였다. 비정상 레일너즈 방정식(방정식 4)을 풀기 위하여 각 사이클의 연속적인 편심량과 그 미분치를 이용하였고, 이로부터 크랭크 각의 매 10도 간격으로 연속적으로 변하는 베어링 압

력 분포를 구하였다. 이 압력 분포를 이용하여 매 순간마다 베어링 표면에서의 국부 전단응력(방정식 16)을 계산하였다. 이때 베어링 내의 원주 방향 윤활층 내의 전단응력은 베어링 표면의 국부 전단응력을 계산할 때 고려하지 않았다. 이 국부 전단응력을 윤활층을 제외한 베어링 표면적 내에서 적분하면 매 순간의 마찰력이 계산되고, 여기에 크랭크 축의 순간 속도를 곱하여 순간 마찰 동력 손실을 구하였다.

위의 절차로 구한 마찰 동력 손실은 Fig. 12a와 12b에 도시되어 있다. Fig. 12a에는 베어링 1과 2를 합한 마찰 동력손실이 start-up 사이클들에 대하여 도시되었고, Fig. 12b에는 동 마찰 동력 손실이 coast-down 사이클들에 대하여 도시되어 있다. 사이클 5 이하에서는 순간 마찰 동력 손실이 약간 불규칙적으로 변하는 곳도 보이나, 대부분의 사이클에서는 천천히 그리고 규칙적으로 변하고 있다. 이 불규칙한 변화는 주로 베어링 2에서 초래된 것인데, 이것은 곧 편심량(Fig. 11 참고)으로 인한 경계 윤활이 일어나기 때문이다. 즉, 본 연구에서 사용하는 베어링의 편심율이 0.954 이상이면 유막 두께가 $3.0 \mu\text{m}$ 이하가 되므로 엔진 베어링 표면 거칠기의 범위($0.002 \sim 3.0 \mu\text{m}$)¹⁶⁾안에 유막이 존재한다. 즉, 경계 윤활(boundary lubrication)이 일어난다. 베어

링 1에서는 사이클 1의 초기에 이러한 조건이 잠깐 나타나고, 베어링 2에서는 사이클 1 전체에서 나타난다. 그러므로 본 유체 윤활의 이론으로 이 부분의 윤활 해석에 만족할 만한 결과를 줄 수 없을 뿐만 아니라, 컴퓨터 계산 결과를 얻기 어렵고, 얻은 값도 정확도가 떨어진다. 비록 이 범위보다 작은 편심율을 보이는 곳이라도 고 편심율(0.8이상)을 나타내는 곳에서는 계산결과가 매끄럽지 못하다. 본 연구에서는 경계 윤활 효과는 고려하지 못했다. 최대 마찰 동력 손실을 최대 각속도(93.2 rad/sec)를 갖는 사이클 44에서 약 100 N-m/sec이다.

Fig. 13에서는 coast-down 과정에서의 본 연구의 결과와 Fragoulis의 결과를 평균 사이클 마찰 에너지 손실과 평균 사이클 각 속도면에서 비교하였다. 여기서 평균 사이클 마찰 에너지 손실은 평균 사이클 마찰 동력 손실에 사이클의 동작시간을 곱해서 얻었고, 단위는 joule 로 환산하였다. 앞에서도 언급했듯이 Fragoulis의 실험 결과는 두 개의 메인 베어링의 마찰 에너지 손실 뿐만 아니라, 오일 펌프의 마찰 에너지 손실과 플라이휠의 공기 저항 에너지 손실 그리고 크랭크 축과 펌프를 연결하는 기어의 마찰 에너지 손실 등도 포함되어 있다. 최고 차이는 평균 사이클 각 속도가 90rad/sec일때, 12 joules 이고, 이 차이는 속도에 비례하여 감소한다.

외형(external) 기어 펌프¹⁷⁻²⁰⁾의 마찰 에너지 손실(E_{loss})은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$E_{loss} = \Delta P Q_t \Delta t / \eta_p \quad (17)$$

여기서, ΔP 는 펌프 압력 헤드의 변화량이고, Q_t 는 펌프의 기하학적 이론 유량으로 아래의 식 (18)과 같다. Δt 는 한 사이클당 걸리는 시간이며, η_p 는 펌프 효율이다.

$$Q_t = \pi N_p l d h \quad (18)$$

여기서, N_p 는 펌프 축의 사이클 평균 속도이다. l 은 펌프의 한 기어의 길이이고, d 는 펌프 기어의 지름이며, h 는 펌프 기어 이빨의 높이이다. 이들 값은 Table 1에 주어진다.

Fig. 13에서 임의의 두 결과에 대한 에너지 손실의 차이는 41.89 rad/sec (400 rpm) 일 때 약 8.5 joules 이고, 62.83 rad/sec (600 rpm) 일 때는 9.0 joules 이다. 본 연구에 사용된 엔진의 오일 펌프의 속도는 크랭크 축 속도의 0.727배이다. 그러므로 크랭크 축의 속도 400과 600 rpm은 오일 펌프 속도 290.8과 436.2rpm에 상당한다. 방정식 (18)로부터 이들 속도에서의 공급되는 오일의 기하학적 이론 유량은 1.46과 2.19 l/min이다. 한 사이클의 작동시간은 아래 식으로 계산할 수 있다.

$$\Delta t = 0.727 \times 2 \times 60 / N_p \text{ (sec)} \quad (19)$$

이 식으로부터 위의 두 사이클 평균속도에 대해서 걸린 시간은 각각 0.3과 0.2이다. 전체 펌프 효율은 최고 약 75%이다. 펌프 효율을 전형적인 값인 60%로 보고, 펌프 압력

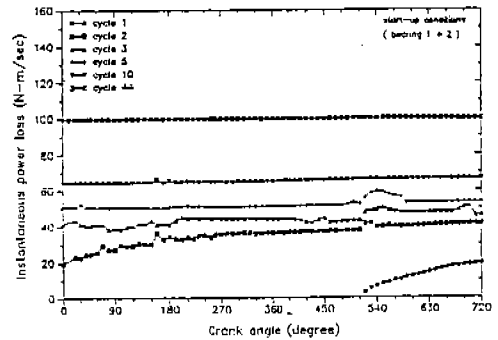


Fig.12 a Instantaneous power loss of two main bearings during start-up conditions

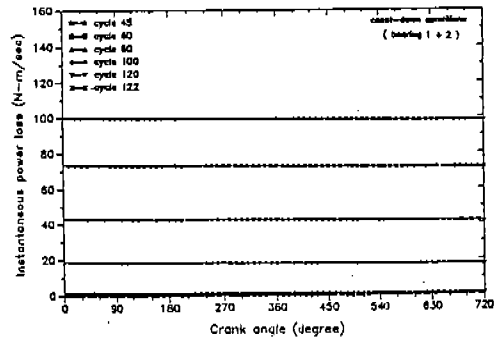


Fig.12 b Instantaneous power loss of two main bearings during coast-down conditions

(ΔP)이 6 bar 이므로 방정식 (17)로부터 오일 펌프 마찰 손실 에너지는 속도에 관계없이 약 7.3 joules 정도 된다. 이 펌프 마찰 손실을 본 연구에서 얻은 결과에 더해도 실험치와 약간의 차이가 나고, 그 차이는 속도가 증가할수록 증가한다. 그 이유는 오일펌프와 크랭크축을 연결하는 두 기어의 마찰 손실과 플라이휠의 공기 저항으로 인한 손실이 속도가 증가함에 따라 증가하기 때문이다. 또한 이렇게 발생하는 에너지 손실을 펌프 손실에 더하면 두 결과의 에너지 차이가 거의 근접할 것이다. 이와 같이 본 연구에서 얻은 결과는 Fragoulis의 실험 결과와 대체로 일치한다.

또한 본 연구에 의해 계산된 사이클 평균 마찰 에너지 손실을 전 사이클에 걸쳐 Ocavirk

의 short bearing 근사해와 비교했다. Fig.14에서 보듯이 start-up 사이클에서는 차이가 나타났으나, coast-down 사이클에서는 거의 일치함을 볼 수 있다. 그 편심을 갖는 start-up 사이클에서는 원주 방향으로의 압력 변화가 크기 때문에 이를 무시한 Ocavirk의 근사해법의 적용이 바람직하지 못하다.

4. 결 론

파이어링 상태에서 실험에 의해 베어링만의 마찰 손실을 측정할 수 없으므로, 본 연구에서는 모터링 상태에서 가능한 간단한 시스템으로 변환시켜 측정된 엔진 베어링과 오일 펌프와 변환기어 그리고 플라이휠의 공기저항들에 의한 마찰 에너지 손실을 수치해석으로 구한 베어링만의 마찰 에너지 손실과 비교하였다. 본 연구결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

(1) 본 연구의 계산에 의한 사이클 평균 마찰 에너지 손실은 실험치와 비교시 매우 근사한 값을 보였고, 속도가 증가함에 따라 마찰 손실 에너지는 증가한다.

(2) 초기에 나타나는 저속에서는 본 연구에서 사용한 일반 유막 윤활 이론으로는 베어링 윤활의 정확한 해석이 어렵다.

앞으로 실지 파이어링 상태에서의 베어링 마찰을 구하기 위해 윤활층에서의 좀더 자세한 경계 조건과 유막의 온도가 마찰에 미치는 영향 등이 연구되어야 한다.

참 고 문 헌

1. Martin, F.A., "Friction in Internal Combustion Engine Bearings," Tribology Convention 1985, Inst. Mech. Eng., London 1985, Paper No. C67/85.
2. Vickery, P.E., "Friction Losses in Automotive Plain Bearings: A Practical and Theoretical Study," SAE 750052.
3. Ogita, Y., Niwa, K. and Tanaka, T., "Measurement of Bearing Friction Loss under

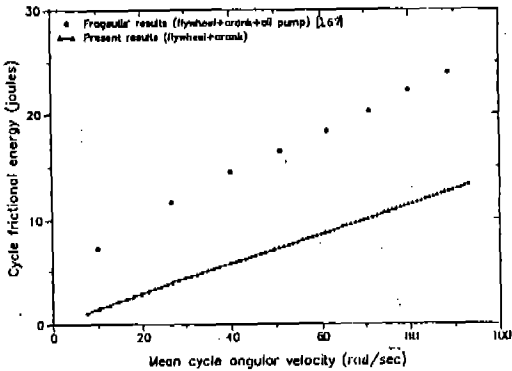


Fig.13 Comparison of the present results with measurements of Fragoulis⁷⁾ for the coast-down cycle frictional energy of two main bearings

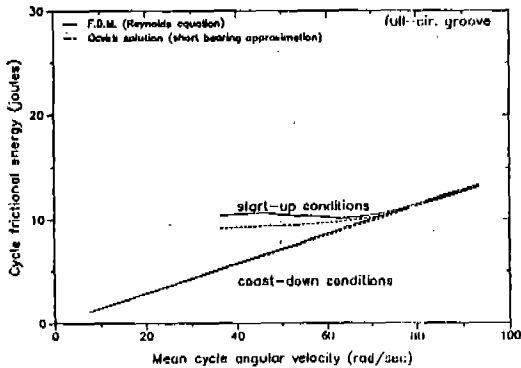


Fig.14 Cycle frictional energy loss of two main bearings comparing with Ocavirk solution

- Dynamic Load," SAE 880547.
4. Rezek, S.F. and Henein, N.A., "A New Approach to Evaluate Instantaneous Friction and Its Components Internal Combustion Engines," SAE 840179.
 5. Uras, H.M. and Patterson, D.J., "Oil and Ring Effects on Piston-Ring Assembly Friction by the Instantaneous IMEP Method," SAE 850440.
 6. Miltsios, G.K., Patterson, D.J. and Papanastasion, T.C., "Solution of the Lubrication Problem and Calculation of the Friction Force on the Piston Rings," *Trans. of the ASME, J. of Tribology*, 111, 1989, pp. 635-641.
 7. Fragoulis, A.N., "Instantaneous Frictional Torque of Reciprocating Combustion Engine," Ph. D. Thesis, Wayne State University, Detroit, Michigan, 1988.
 8. Lloyd, T., Horsnell, R., and McCallion, H., "An Investigation into the Performance of Dynamically Loaded Journal Bearings: Theory," *Proc. Inst. Mech. Engrs., London*, Vol. 181, Pt. 3B, 1966-67, pp. 1-8.
 9. Chun, S.M., "Parametric Study of Thermal and Unsteady Effects in Hydrodynamic Lubrication of Journal Bearings," Ph. D. Thesis, Wayne State University, Detroit, Michigan, 1989.
 10. Booker, J.F., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution," *Trans. of the ASME, J. of Basic Engineering*, Vo. 87, 1965, pp. 537-546.
 11. Booker, J.F., "A Table of the Journal-Bearing Integral," *Trans. of the ASME, Journal of Basic Engineering*, June 1965, pp. 533-535.
 12. Booker, J.F., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Maximum Film Pressure," *Trans. of the ASME, J. of Basic Engineering*, Vol. 91, 1969, pp. 534-543.
 13. Booker, J.F., "Dynamically-Loaded Journal Bearings: Numerical Application of the Mobility Method," *Trans. of the ASME, J. of Lubrication Technology*, Vol. 93, 1971, pp. 168-174 and Errata: No. 2, April 1971, pp. 315.
 14. Goenka, P.K., "Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis," *Trans. of the ASME, J. of Tribology*, Vol. 106, 1984, pp. 429-439.
 15. Goenka, P.K., "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings," *Trans. of the ASME, J. of Tribology*, Vol. 106, 1984, pp. 412-428.
 16. Booser, E.R., "Handbook of Lubrication, Theory and Practice of Tribology, Vol. II, Theory and Design, CRC Press, Inc., 1984, pp. 73-79.
 17. Schilling, A., *Automobile Engine Lubrication*, Science Publications (G.B.) Ltd., Chapter I, 1972, pp. 1.16-1.25.
 18. Klockner-Humboldt-Deutz AG, *Workshop Manual for Air-cooled DEUTZ Diesel Engine, KHD, F1L208D/210D*, 1978.
 19. White, F.M., *Fluid Mechanics*, 2nd Edition, McGraw-Hill Book Company, chapter 11, 1986, pp. 633-638.
 20. Carmi, S., Henein, N.A. and Laias, D.P., *Tribology, Friction and Wear in Reciprocating Combustion Engines*, Wayne State University, Department of Mechanical Engineering and Center for Automotive Research, Detroit, Michigan, 1985.