

# 탄성변형을 고려한 엔진베어링의 동적 거동에 대한 연구

장 시 열<sup>1</sup>, 박 계 민<sup>2</sup>

## A Study on the Dynamic Behaviors of Engine Bearing with the Consideration of Elastic Deformation in the Con-Rod System

Siyoul Jang<sup>1</sup>, Gaemin Park<sup>2</sup>

### Abstract

The engine bearing transmits the powers from cylinder to crankshaft with small clearance between con-rod and crankpin. The minimum oil film thickness is a significant parameter in the operation of bearing. The contact pressure of bearing should be considered for the reason that elastic deformation of bearing be caused by contact pressure of bearing. There are important factors which are maintaining of minimum oil film thickness, expecting of the length of maximum and minimum oil film thickness with changing of the loads to keep running normally. Furthermore, this study is very crucial to develop the design of engine bearing and crankshaft system.

**Keywords** : minimum oil film thickness(최소유막두께), power loss(마찰손실), hydrodynamic lubrication(동수압 윤회), bearing orbital path(베어링 궤적), peak oil film pressure(최대유막압력), elastohydrodynamic lubrication(탄성유체윤회), big-end bearing(대단부 베어링)

### 기호설명

$\theta$	angular coordinate
$C$	clearance, [m]
$h$	oil film thickness, [m]
$e$	journal eccentricity, [m]
$\epsilon$	eccentricity ratio
$P$	hydrodynamic pressure, [pa]
$\bar{\theta}$	mean fill ratio
$t$	time
$\bar{p}$	mean (expected) pressure, [pa]
$\bar{\theta}$	mean fill ratio
$\bar{h}_T$	average clearance height, [m]
	$\sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_j^2}$ = composite rms roughness
$\bar{\sigma}_c$	$\sigma_s, \sigma_j$ = standard deviation of clearance height at shell and journal surface

### 1. 서론

엔진 베어링은 연소실에서 발생한 압력을 커넥팅 로드와 크랭크샤프트 사이에서 회전부의 하중을 지지해준다. 비록 엔진 내에서 작은 부분을 차지하고 있지만 원활한 엔진의 작동과 최적의 성능 위해 중요한 기능을 하고 있다. 엔진 베어링의 가장 큰 특징은 정적 하중을 받는 일반적인 베어링보다 몇 배의 큰 면압을 받으며 또한 주기적인 동적 하중을 받는 것이다. 베어링이 받는 하중 역시 그 크기와 방향이 시간에 따라 변화하며 이에 따라 베어링 내의 틈새에서 크랭크핀(crankpin)의 중심도 같이 변화한다. 이러한 동적 하중을 받는 엔진 베어링이 정상적으로 작동하기 위해서는 하중의 변화에 대해서 베어링 틈새에서 최소 유막 두께를 유지하는 것이 중요하다. 이것은 일정 압력 이상으로 유막 압력을 상승시켜 유막이 파괴되는 일이 없어야 하기 때문이다. 엔진 베어링 설계함에 있어서 하중 변화에 따른 최소 유막 두께와 최대 유막 두께의 예상은 커넥팅 로드 시스템의

<sup>1</sup> 국민대학교 기계 자동차공학부  
E-mail : jangs@kookmin.ac.kr  
TEL : (02)910-4831 FAX : (02)910-4839

<sup>2</sup> 국민대학교 자동차공학전문대학원  
E-mail : ventolin@daum.net

내구성과 성능에 매우 중요하며 더 나아가 크랭크 샤프트계 설계의 핵심 해석 기술이 된다. 그리고 오일 점도는 엔진 베어링의 성능에 많은 영향을 주며, 일반적으로 점도가 높을수록 최소 유막 두께는 커지고 따라서 마찰 손실도 커지는 것을 알고 있다.

본 연구에서는 점도에 따른 엔진 베어링의 최소 유막 두께와 마찰손실, 두 결과값으로 최적 조건을 찾고자 한다. 이러한 설계 정보는 엔진의 효율과 내구성을 증진 시킬 수 있으며 커넥팅 로드 베어링의 설계에 필요한 구체적 설계인자는 최소 유막 두께, 접촉압력, 최대 오일 압력, 저널의 회전 운동 궤적 등이다.

## 2.이론적 배경

### 2.1 시스템의 운동방정식

Fig.1 은 크랭크계에서 힘이 작용하는 것을 나타낸 것으로 대단부 베어링에 작용하는 힘  $F_x$  와  $F_y$  는 크랭크핀과 커넥팅 로드 대단부 사이에서 발생한 동수압의 적분에 의해 평형을 이룬다. 집중 질량법을 사용하여 커넥팅 로드 질량의 1/3 은 피스톤 핀에서 집중되어있고 나머지 2/3 은 크랭크 핀에 집중되도록 하였다.

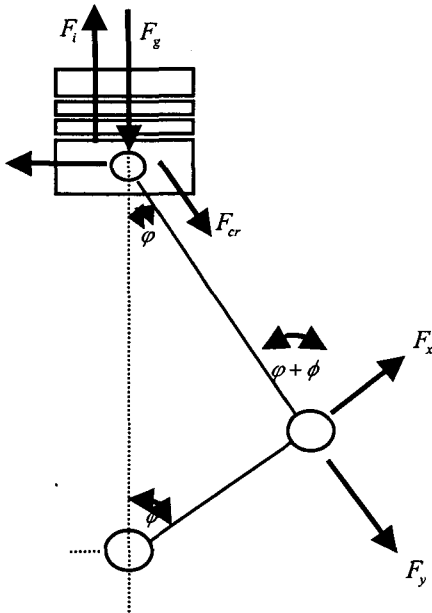


Fig.1 Force Analysis on the crank gear

따라서  $F_x$  와  $F_y$  는 다음과 같이 계산된다.

$$F_x = \frac{2}{3} m_r \omega^2 r (\sin(\phi + \phi)) \quad (1)$$

$$F_y = \frac{(F_g + F_l)}{\cos \phi} \quad (2)$$

$F_g$  는 연소가스의 힘이고  $F_l$  는 관성력이며 다음과 같이 계산 된다.

$$F_g = P_g \left( \frac{\pi}{4} D^2 \right);$$

$$F_l = (m_p + \frac{1}{3} m_r) \omega^2 r (\cos \phi + \lambda \cos 2 \cos \phi) \quad (3)$$

유막압력의 적분값은  $F_x$  와  $F_y$  와 같아야 한다.

베어링에서 힘의 균형은 다음과 같이 주어진다.

$$\int p \cos \theta dS - F_x = 0 \quad (4)$$

$$\int p \sin \theta dS - F_y = 0 \quad (5)$$

여기서 S 는 안쪽 베어링의 표면이다.

### 2.2 저널 베어링의 2 차원 비선형 방정식

엔진 베어링에서 유막의 두께를 나타내기 위해서는 회전운동과 병진운동을 동시에 고려해야 한다. Fig.2 는 병진운동 하는 저널 베어링의 유막 두께를 나타내며 이와 같은 기하학적 조건에서 병진운동에 의한 편심량  $e$ , 각도  $\theta$  와 틈새  $C$  로 표현된다.

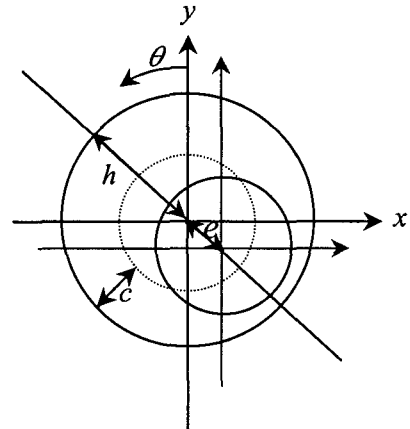


Fig.2 Film geometry

점성유체의 유동은 나비에-스토크스 (Navier-Skoke) 방정식과 연속 방정식으로부터 유체 운할에서 기본 방정식인 레이놀즈 (Reynolds) 방정식이 유도되며 다음과 같다.

$$h = c + e_x \sin \theta - e_y \cos \theta \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\eta \left( u \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (7)$$

### 2.3 수학적 모델

엔진 베어링의 틈새에서와 같이 탄성체에 힘이 가해질 때 틈새에서 작용하는 유막 압력 (oil film pressure)의 적분에 의하여 계산된다. 유막 압력은 쉘 (shell) 이 고정된 좌표계에서 질량이 보존된 캐비테이션 모델 (cavitation model) 의 레이놀즈 방정식을 계산함으로써 결정된다.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left( \bar{\theta} \phi_x \frac{\bar{h}^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \bar{\theta} \phi_z \frac{\bar{h}^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \right) \\ & = \frac{u_1 - u_2}{2} \frac{\partial}{\partial x} (\bar{\theta} (\bar{h}_T + \sigma_c \phi_s)) + \frac{\partial (\bar{\theta} \bar{h}_T)}{\partial t} \end{aligned} \quad (8)$$

레이놀즈 방정식은 다음의 운할영역에서 압력에 대해 계산된다.

$$\bar{p} \geq p_c \wedge \theta = 1 \quad (9)$$

캐비테이션 영역에서 유체와 기체비율은 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{p} = p_c \wedge \theta < 1 \quad (10)$$

운할과 캐비테이션 지역은 레이놀즈 방정식을 계산하는 동안 반복적으로 결정된다. 점도에 관한 식은 다음과 같이 정의한다.

롤랜드스 공식 (Roelands - formula);

$$Z = \frac{\alpha \cdot \bar{p}_0}{\ln \frac{\eta_0}{\eta}} \quad (11)$$

$$\bar{\eta} = \eta_0 \cdot e^{\frac{\alpha \cdot \bar{p}_0}{Z} \left[ \left( 1 + \frac{\bar{p}}{\bar{p}_0} \right)^Z - 1 \right]} \quad (12)$$

접촉점에서 거칠거칠함에 의해 발생한 압력은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} P_a &= \frac{16\sqrt{2}\pi}{15} (\sigma_s \beta \eta_s)^2 E^* \sqrt{\frac{\sigma_s}{\beta}} F_{5/2} \left( \frac{h}{\sigma_s} \right) \quad (13) \\ F_{5/2} &= 4.408610^{-5} \left( 4 - \frac{h}{\sigma_s} \right)^{6.804}, \frac{h}{\sigma_s} < 4 \\ &= 0, \frac{h}{\sigma_s} \geq 4 \end{aligned}$$

여기서  $\sigma_s$  는 거칠거칠한 꼭대기로 벗어난 높이이며,  $\beta$  는 거칠거칠한 꼭대기에서 반경이고  $\eta_s$  는 각 표면에서 표면 밀도 최고점들이고,  $h$  는 접촉하고 있는 표면들 사이의 간극을 나타낸다. 거친 표면에서 탄성운동은 탄성 모듈 합성에 의해 주어지며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$E^* = \frac{1}{\left( \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \quad (14)$$

$\nu_1$  과  $\nu_2$  는 접촉면에서 포아송비 (Poisson ratio)를 말한다.

### 3. 시뮬레이션

AVL EXCITE 를 실행하기 위해서는 프리-프로세스 (Pre-process)와 포스트-프로세스 (Post-precess)의 과정이 필요하다. 본 연구에서 사용한 시뮬레이션에서는 프리-프로세스에서 CATIA V5R11 과 ABAQUS/CAE 6.4-PR11 두개의 소프트웨어가 사용됐고 포스트-프로세스에서는 AVL IMPRESS 가 사용되었다.

Fig.3 은 시뮬레이션의 과정을 간략하게 나타낸 것이다.

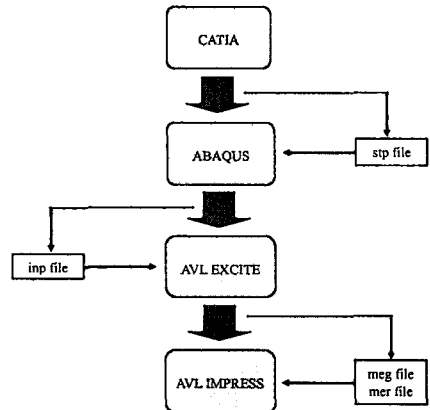


Fig.3 Diagram of the simulation

### 3.1 프리-프로세스

Fig.4 는 시뮬레이션에 사용된 실제 커넥팅 로드 사진이며, Table 1 은 커넥팅 로드 에 대한 제원을 나타낸다.

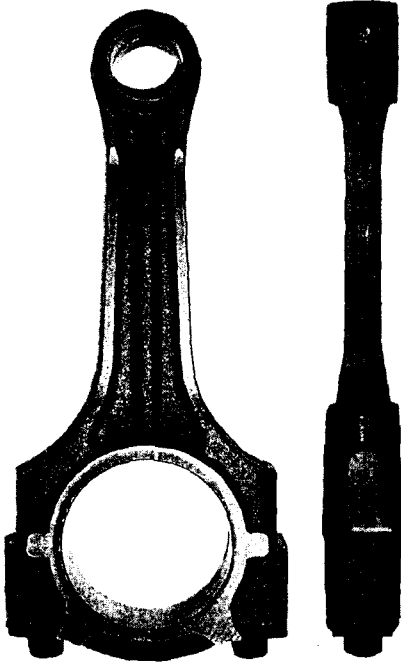


Fig.4 Connecting rod used for the simulation

Item (Unit)	Value
Length (mm)	144
Diameter of big-end (mm) / width (mm)	51.6 / 22
Diameter of small-end (mm) / width (mm)	22 / 22
Mass (kg)	0.91
Young's modulus (N / mm <sup>2</sup> )	210000
Poisson's ratio	0.3

Table1 Specification of connecting rod

Fig.5 는 ABAQUS/CAE 6.4-PR11 에서 탄성 변형량을 계산하기 위한 격자점 형상을 보여주고 있다. 커넥팅 로드 모델링에는 C3D8I(hexaeder)와 C3D4(tetrahedral) 두 가지의 엘리먼트 타입(element type)이 사용되었다. AVL EXCITE 에서 EHD 해석을 위해서는 셀 표면에 원주방향으로 대략 40~60 개의 결절점과 축 방향으로 최소 3 개의 결절점이 필요하며 축방향으로 결절점의 좌표가

일정해야 한다. 따라서 시뮬레이션에 사용된 커넥팅 로드에는 대단부와 소단부 부분의 결절점 위치가 균일한 C3D8I(hexaeder) 타입으로 메쉬 되었으며, 나머지 부분은 형상에 따른 메쉬 생성이 자유로운 C3D4(tetrahedral) 타입을 사용하였다.

커넥팅 로드의 대단부 부분에서는 원주방향으로 40 개의 결절점으로 되어있으며 축 방향으로는 5 개의 결절점으로 구성되었으며 소단부 부분은 원주방향으로 24 개의 결절점으로, 축 방향으로는 5 개의 결절점으로 구성되어있다.

ABAQUS 에서는 Part, Property, Assembly, Step, Mesh, Job 단계를 거쳐서 AVL EXCITE 에서 필요한 inp 파일을 생성하였다.



Fig.5 A meshed connecting rod model in ABAQUS

### 3.2 AVL EXCITE 에서의 모델링

커넥팅 로드의 EHD 해석을 위해서는, 커넥팅 로드(connecting rod), 크랭크-핀(crank-pin), 피스톤-핀(piston-pin), 라이너(liner) 4 개의 바디가 필요하며 조인트 부분에서는 대단부 베어링(big-end bearing), 소단부 베어링(small-end bearing), 가이드라인(guideline), 액시얼-트러스트베어링(axial-thrust bearing) 이 필요하다. Fig.6 는 해석에 사용된 바디들의 레일리 댐핑(rayleigh damping)을 나타낸 것이다.

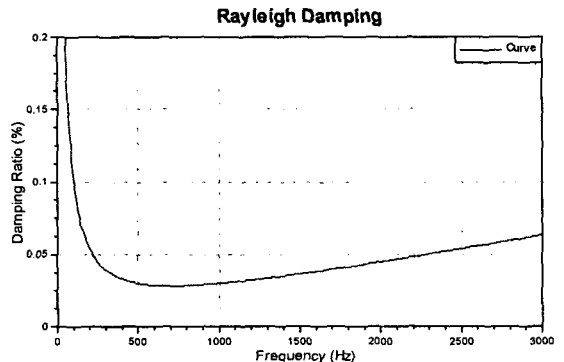


Fig.6 Rayleigh damping of body

Fig.7 은 시뮬레이션에 사용된 실린더 압력이다

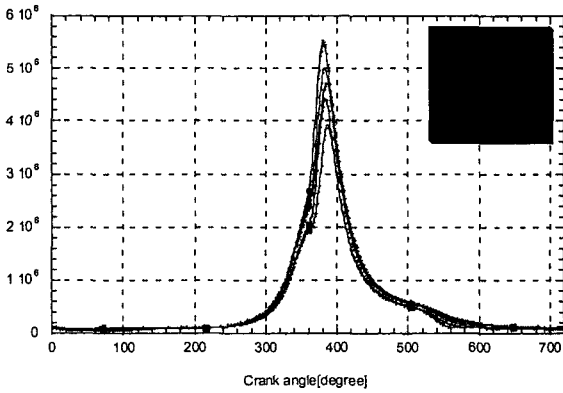


Fig.7 Cylinder pressure

#### 4. 결과

본 연구는 실제 엔진의 커넥팅 로드를 모델로 하여 상용 프로그램인 AVL EXCITE 를 이용하여 엔진 베어링에서 탄성변형을 고려하여 결과를 보았다.

##### 4.1 오일 점도에 따른 해석결과

본 연구에서 수행한 시뮬레이션에서 설계변수는 엔진 오일 점도를 사용하였는데, 가솔린 엔진에 널리 사용되는 범위에서 점도를 채택하였으며 2.0mPas, 3.0mPas, 4.0mPas, 5.0mPas, 네 가지 경우에 대해서 해석하였다. 초기 조건으로 정속 상태인 5000rpm 의 엔진 회전수와 베어링 틈새는 20  $\mu$ m

로 주어졌고 크랭크 각도가 720° 부터 1440° 까지 회전하였을 때 결과를 보았다. 즉 보다 정확한 결과를 위하여 두 번째 사이클부터의 결과이다.

오일의 점성이 높을수록 최소유막두께도 커지는 것을 볼 수 있으며 또한 동압유체 마찰손실은 점성이 높을수록 커지며 표면 마찰손실은 이와 반대의 결과가 나왔다. 베어링의 궤적을 봤을 때 점도가 높을수록 베어링의 궤적이 중심으로 이동하였다.

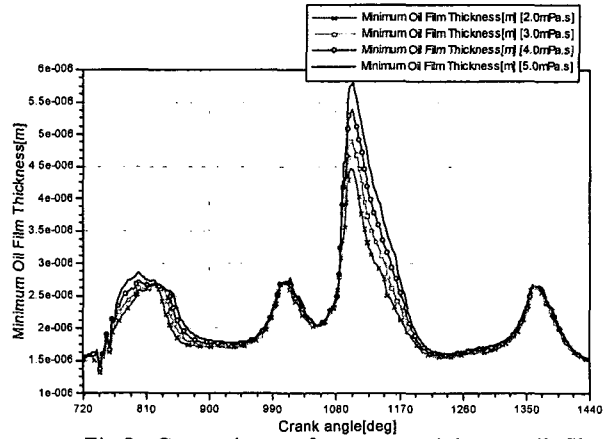


Fig.8 Comparison of minimum oil film thickness at 5000rpm

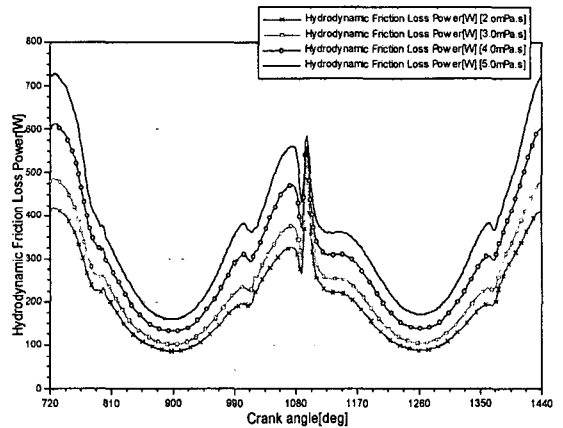


Fig.9 Comparison of hydrodynamic friction loss power at 5000rpm

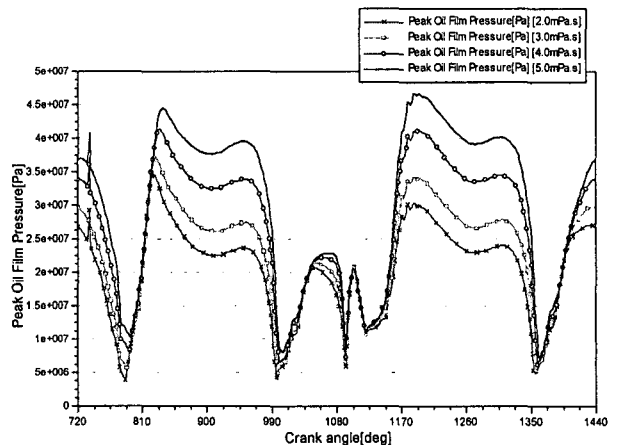


Fig.10 Comparison of peak oil film pressure at 5000rpm

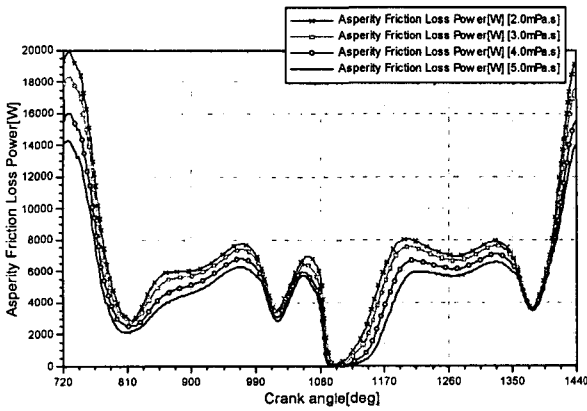


Fig.11 Comparison of asperity friction loss power at 5000rpm

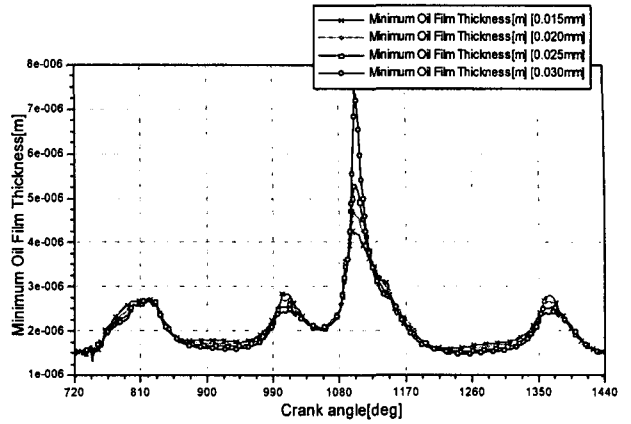


Fig.13 Comparison of minimum oil film thickness at 5000rpm

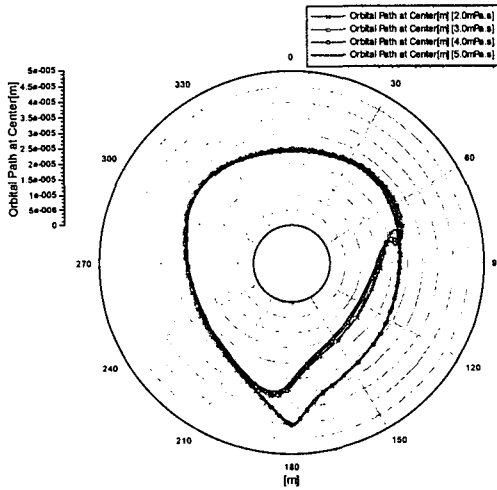


Fig.12 Comparison of orbital path at 5000rpm

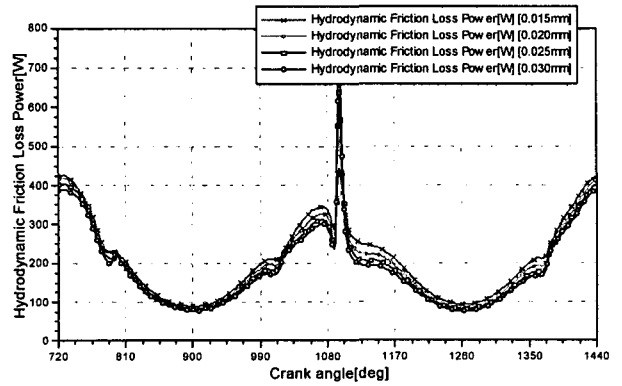


Fig.14 Comparison of hydrodynamic friction loss power at 5000rpm

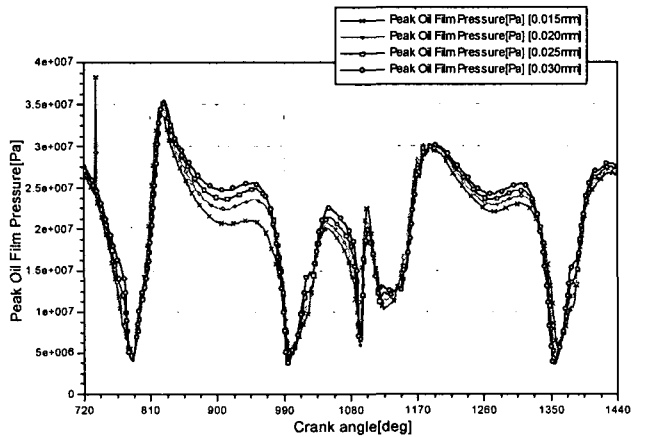


Fig.15 Comparison of peak oil film pressure at 5000rpm

#### 4.2 베어링 틈새에 따른 해석결과

또다른 시뮬레이션에서의 변수는 대단부 베어링의 틈새를 사용하였으며  $15\ \mu\text{m}$ ,  $20\ \mu\text{m}$ ,  $25\ \mu\text{m}$ ,  $30\ \mu\text{m}$ , 네 가지 경우에 대해서 해석해 보았다. 우선 초기 조건으로 엔진 회전수는 5000rpm, 그리고 오일 점도는 2.5mPas로 하였다. 베어링 틈새가 커질수록 최소 유막 두께도 커지는 것을 볼 수 있으며 베어링 틈새가 커질수록 최대 오일 압력, 최대 접촉 압력 변위 등이 커졌으며 마찰에 의한 손실은 작은 결과가 나왔다. 베어링의 궤적은 베어링 틈새가 커짐에 따라 비례적으로 커지는 것을 볼 수 있었다.

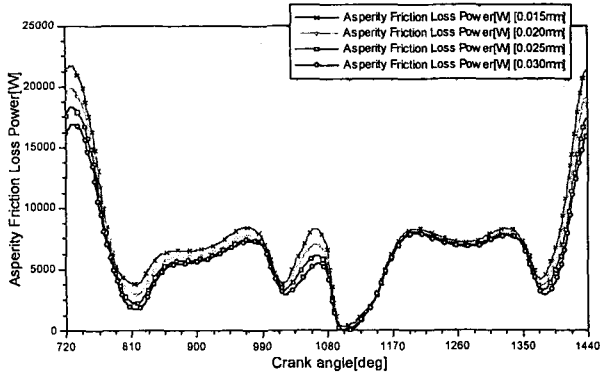


Fig.16 Comparison of asperity friction loss power at 5000rpm

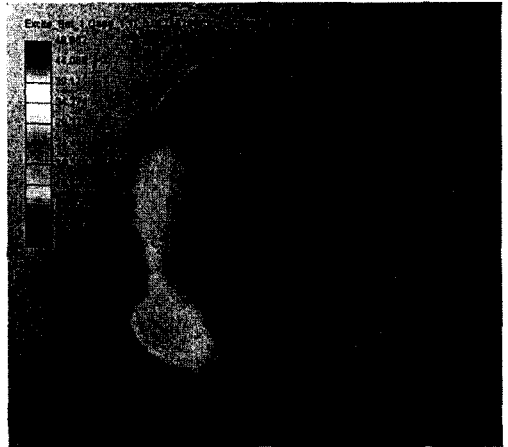


Fig.19 Shape of hydrodynamic pressure (3500rpm, 32  $\mu m$  , 2.9mPas)

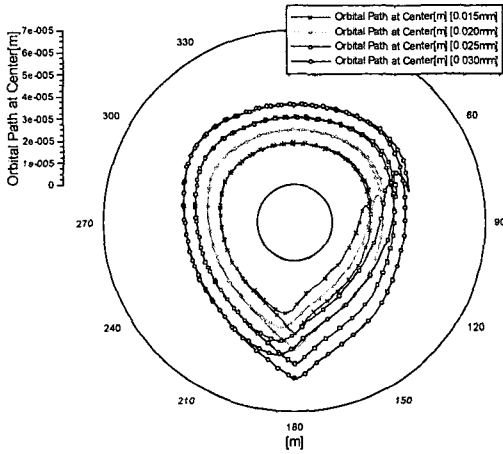


Fig.17 Comparison of orbital path at 5000rpm

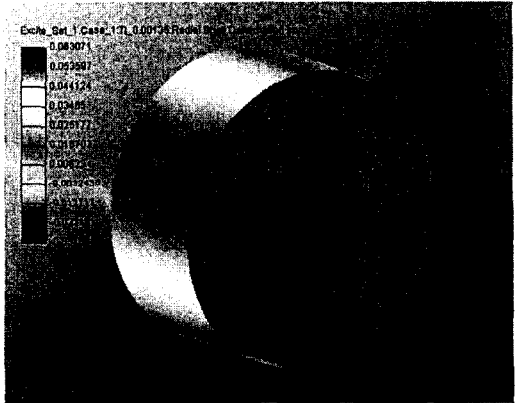


Fig.20 Shape of radial shell deformation (3500rpm, 32  $\mu m$  , 2.9mPas)

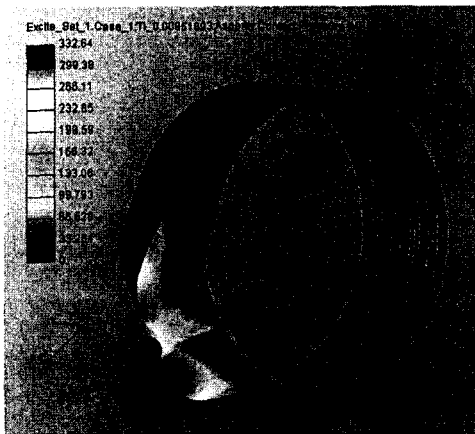


Fig.18 Shape of asperity contact pressure (3500rpm, 32  $\mu m$  , 2.9mPas)

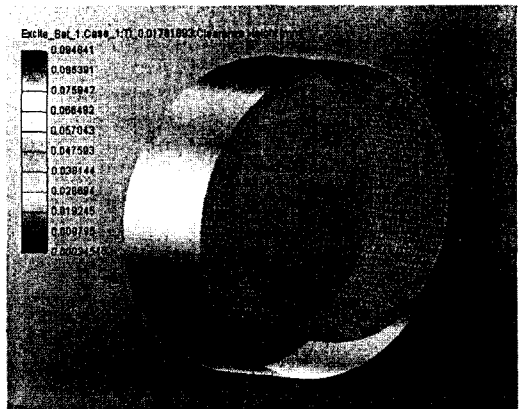


Fig.21 Shape of radial shell deformation

(3500rpm, 32  $\mu\text{m}$ , 2.9mPas)

## 5. 결론

## 참고문헌

본 연구는 엔진 베어링에서 엔진 오일의 점도, 베어링 틈새의 변화에 따른 엔진 베어링에 작용하는 최소 유막 두께, 마찰 손실, 최대 유막 압력, 최대 접촉 압력, 축 중심 궤적 등을 베어링의 탄성 변형을 고려하여 베어링 시스템의 동적 거동을 해석하였다. 오일의 점도가 높을수록 베어링에서 최소 유막 두께, 동압 유체 마찰손실, 최대 유막 압력이 커지는 반면에 최대 표면 접촉압력과 표면 마찰손실은 작아졌다. 동압유체 마찰손실과 표면 마찰손실은 서로 상반되는 결과가 나왔다. 또한 베어링 틈새의 경우 틈새가 커질 때 표면 마찰손실을 제외하고는 모두 커지는 결과가 나왔다. 본 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 엔진 베어링의 최소유막두께는 엔진의 폭발 행정에서 크랭크 각이 대략  $370^{\circ} \sim 380^{\circ}$ 일 때 형성되며 점도와 엔진 회전수가 커질수록 커진다.
2. 오일의 점도와 베어링의 틈새를 변화시켜 해석함으로써 엔진 오일의 최적 점도와 베어링 틈새를 찾을 수 있다.
3. EXCITE를 이용한 EHD 해석을 통해 엔진의 설계 변경시, 변경에 따른 결과를 정확하게 예측할 수 있다.

- [1] AVL, "AVL EXCITE Base Module Reference Manual", 2004
- [2] AVL, "AVL EXCITE Bearing Analysis Module Reference Manual", 2004
- [3] AVL, "AVL EXCITE Conrod Analysis User's Guide", 2004
- [4] AVL, "Using ABAQUS V6.4 for the Generation of EXCITE V6.1 Input Data", 2004
- [5] AVL, "AVL EXCITE Post-processing with AVL IMPRESS", 2004
- [6] Takeshi Katagiri, Minoru Hanahashi, Yutaka Okamoto, "Parametric Study for Design Factors on Engines by Using TEHL Analysis", SAE 2002
- [7] Alaa M. A. El-Butch, "Transient Thermo ElastoHydrodynamic Lubrication of Connecting rod Big-End Bearings", SAE 2002
- [8] Omar Mian, David Merritt, Ducai Wang, "The Effect of Crankshaft Flexibility on the EHL of Connecting rod Bearings", SAE 2002