

탄성변형을 고려한 피스톤 스커트의 마찰 손실 해석 (Analysis of Frictional Power Loss Due to the Effects of Elastic Deformation in the Piston Skirt Profile)

*조준행(Joonhang Cho), **장시열(Siyoul Jang)

*국민대학교 자동차공학전문대학원

**국민대학교 기계자동차 공학부

*Graduate School of Automotive Engineering at Kookmin University

**School of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University

ABSTRACT

The secondary motion of piston occurs due to the transient forces and moments in the clearances between piston skirt and cylinder liner. The motions are very related to the skirt profile and the magnitude of piston-pin offset. Above all, the elastic deformation is another major effect on the piston secondary motion that has not been considered in the previous researches. In this work, the effects of elastic deformation of the piston skirt on the secondary piston motion are studied for the frictional power loss by using commercial softwares, PISDYN and ANSYS.

서 론

상대운동을 하는 두 물체의 접촉면에는 마찰력이 존재하며 이로 인하여 에너지 손실이 발생한다. 자동차 엔진의 경우 마찰력은 대부분 커넥팅 로드와 밸브 트레인, 피스톤 실린더계 등에서 발생하는데, 특히 피스톤 실린더계에서의 마찰 손실은 전체 마찰손실 중 30~40%라고 알려져 있다.[1] 피스톤의 실린더 내에서의 동력학적 거동은 실린더 축 방향의 운동과 함께 회전운동과 병진운동이 동시에 발생한다. 이런 이유로 인하여 피스톤의 편심이 발생하며 이러한 편심량은 유막내의 압력분포를 해석하는데 중요한 변수로 작용한다. 또한 피스톤 핀 오프셋(offset)과 피스톤 스커트 프로파일(skirt profile)등은 편심량과 유막의 압력분포 형상에 대하여 중요한 영향을 끼친다. 따라서 이러한 변수들을 고려한 피스톤 스커트의 압력분

포, 마찰력과 동력 손실등의 해석은 엔진 효율을 증가시킬 수 있는 중요한 방법중의 하나이다.

실제 엔진에서 피스톤은 연소가스의 고열로 인한 열팽창을 하며 간극내의 높은 압력으로 인해 탄성변형을 하게 된다. 따라서 이러한 변형량으로 인해 유막 두께는 변화하며 압력분포 형상과 마찰력이 현저히 달라지게 되므로 실제 엔진과 같은 피스톤의 거동을 해석하기 위해서 변형량을 고려해야만 된다.[4] 본 연구는 탄성변형량을 계산하기 위하여 FEM 해석 소프트웨어인 ANSYS와 피스톤 스커트 부위의 유막압력 계산 소프트웨어인 PISDYN을 이용하여 탄성 변형을 고려하여 피스톤의 동적거동에 의한 피스톤 스커트와 실린더 사이의 마찰 손실을 해석하였다.

이론

Piston Motion

피스톤의 실린더 안에서의 거동은 상하왕복운동이 주된 운동이지만, 크랭크의 회전에 따라 실린더와 피스톤사이의 틈새 안에서 피스톤의 기울임에 의한 부가적운동(secondary motion)도 발생한다. 즉, 스러스트 측(thrust Side)와 반스러스트 측(anti-thrust side)에서 힘과 모멘트의 불평형이 발생한다. 그 결과로 피스톤이 운동하는 과정에서 허용되는 틈새 내에서 틈새 방향으로의 병진운동과 핀 중심에서의 회전운동이 발생한다. 이러한 거동은 스커트 상하단의 피스톤 편심량 e_1, e_2 을 계산함으로써 그 분석이 가능하다.

Fig.1은 피스톤의 왕복운동의 메커니즘을 나타내고 Fig.2은 동적 거동 상태에서 피스톤에 작용하는 힘과 모멘트를 나타낸 자유 물체도이다. F_G 는 연소 가스 압력에 의해 발생하고 F 와 M 은 실린더와 피스톤 사이에 존재하는 유막의 동수압적 유향현상에 의해 발생한다. 또한 피스톤은 α 의 가속도로 축 방향으로 운동을 하기 때문에 피스톤과 피스톤 핀에 각각 $F_{IC}, \hat{F}_{IC}, F_{IP}, \hat{F}_{IP}$ 의 관성력이 발생한다. Fig.2에서 힘에 대한 평형방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\sum F_y = F_G + \hat{F}_{IP} + \bar{F} \cos \theta = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_x = F + F_{IP} + F_{IC} - \bar{F} \sin \theta = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_P = M + M_{IC} + F_{IC}(a-b) - \hat{F}_{IC} C_g + F_G C_p = 0 \quad (3)$$

식(1)과 식(2)에서 \bar{F} 을 소거하면 다음과 같은 힘의 방정식을 유도할 수 있다.

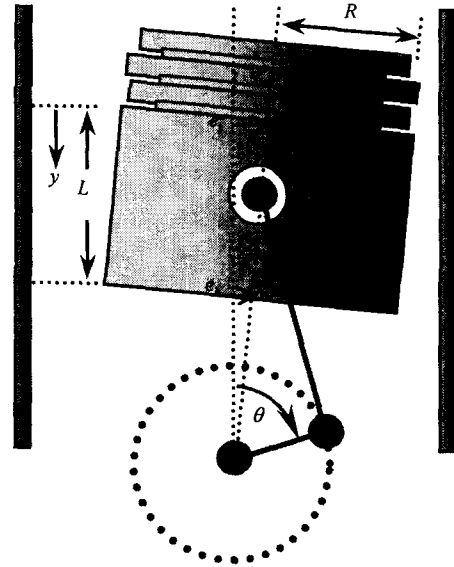


Fig. 1 Piston-crank geometry

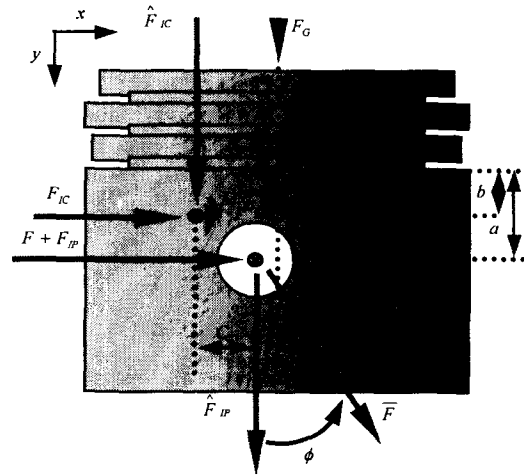


Fig. 2 Forces acting on piston

$$-F_{IP} - F_{IC} = F + F_S \quad (4)$$

그리고 F_S 는 다음과 같이 정의될 수 있다

$$F_S = (F_G + \hat{F}_{IP} + \hat{F}_{IC}) \tan \phi \quad (5)$$

모멘트의 평형식은 (3)식에 의해 (6)식과 같이 다시 정의될 수 있다.

$$-M_{IC} - F_{IC}(a-b) = M + M_S \quad (6)$$

여기서 M_S 는 (7)식과 같이 정의될 수 있다.

$$M_S = F_G C_P - \hat{F}_{IC} C_g \quad (7)$$

식(5)와 식(7)에 의해 F_S 와 M_S 는 피스톤의 축 방향 가속도와 연소 가스 압력, 그리고 커넥팅 로드 각도로써 정의된다.

피스톤 왕복운동에 의한 관성력은 다음과 같으며,

$$\hat{F}_{IP} = -m_{pin} \ddot{Y} \quad (8)$$

$$\hat{F}_{IC} = -m_{pis} \ddot{Y} \quad (9)$$

축 방향 왕복가속도 \ddot{Y} 는 다음과 같다.

$$\ddot{Y} = r\omega^2 \cos\theta + \frac{(B\omega \cos\theta)^2}{(l^2 - B^2)^{1.5}} + \frac{(\omega r \cos\theta)^2 - (B\omega^2 r \sin\theta)}{(l^2 - B^2)^{0.5}} \quad (10)$$

여기서 B 는

$$B = C_P + r \sin\theta \quad \text{이며,} \quad (11)$$

커넥팅 로드 각도는

$$\phi = -\tan^{-1} \frac{B}{(l^2 - B^2)^{0.5}} \quad \text{이다.} \quad (14)$$

F_S 와 M_S 는 식(5)-식(14)으로 구해질 수 있으며 F_G 는 연소 가스 압력으로 쉽게 구할 수 있다. 관성력에 의한 힘과 모멘트 F_{IP} , F_{IC} , M_{IC} 는 피스톤의 부가적 거동의 결과로 발생하는 피스톤 상단과 하단의 편심의 가속도로서 다음의 식(15)-(17)에 의해 정의된다.

$$F_{IP} = -m_{pin} \left[\ddot{e}_t + \frac{a}{L} (\ddot{e}_b - \ddot{e}_t) \right] \quad (15)$$

$$F_{IC} = -m_{pis} \left[\ddot{e}_t + \frac{b}{L} (\ddot{e}_b - \ddot{e}_t) \right] \quad (14)$$

$$M_{IC} = -\frac{I_{pis} (\ddot{e}_t - \ddot{e}_b)}{L} \quad (17)$$

식(4)과 식(6)에 식(15)-(17)에서 구한 관성력을 대입하여 정리하면 피스톤의 부가적 운동에 대한 지배방정식을 식(18)과 같이 유도할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} m_{pis} \left(1 - \frac{b}{L}\right) + m_{pin} \left(1 - \frac{a}{L}\right) & m_{pis} \frac{b}{L} + m_{pin} \frac{a}{L} \\ \frac{I_{pis}}{L} + m_{pis} (a-b) \left(1 - \frac{b}{L}\right) & -\frac{I_{pis}}{L} + m_{pis} (a-b) \frac{b}{L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{e}_t \\ \ddot{e}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F + F_S \\ M + M_S \end{bmatrix} \quad (18)$$

Pressure Distribution

피스톤 스커트와 실린더 사이의 유막 두께는 축방향 위치 y 과 원주방향위치 θ , 그리고 시간의 함수, $h(y, \theta, t)$ 로 나타낼 수 있다.

$$h(y, \theta, t) = h_{sd}(y, \theta, \varepsilon(t), \alpha(t)) - h_{sp}(y, \theta) + h_{bd}(y, \theta(t)) \quad (19)$$

여기서 h_{sd} 는 부가적 거동으로 인해 변화하는 간극이며, ε 는 편 질량 중심의 변위이고 h_{sp} 는 틈새에 대한 스커트의 탄성 변형에 의한 간섭량, h_{bd} 는 틈새에 대한 보어의 뒤틀림의 간섭량이다. 여기서 $h_{sd}(y, \theta, \varepsilon(t), \alpha(t))$ 는 아래와 같이 근사화 될 수 있다.

$$h = c + e_i(t) \cos \theta + \frac{x}{L} (e_b(t) - e_i(t)) \cos \theta + f(y) \quad (20)$$

여기서 $f(y)$ 는 축 방향의 피스톤 스커트의 프로파일 이다. 식(18)의 피스톤 부가적 운동의 지배방정식을 만족하는 e_b, e_i 을 식(20)에 대입하여 유막 두께를 계산하여 무차원화된 레이놀즈 방정식을 해석함으로써 피스톤 스커트와 실린더 사이의 유막 압력 $p(\theta, y)$ 을 구할 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = -6\mu U \frac{\partial h}{\partial y} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (21)$$

Fig.3에서와 같이 double patch skirt 인 일반적인 피스톤일 경우 위의 식(21)은 반스러스트 측면(anti-thrust side)과 스러스트 측면(thrust side)의 두 부분으로 구분하여 경계 조건을 적용해야 되며 두 부분의 유효 영역 경계에서의 압력은 연소실압력과 같다. θ_t 와 θ_a 는 유효 영역의 경계를 나타낸다. 피스톤이 스러스트 평면에 대해 대칭이면 다음과 같은 경계조건이 필요하게 된다.

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0, \quad \theta = 0, \pi \quad (22)$$

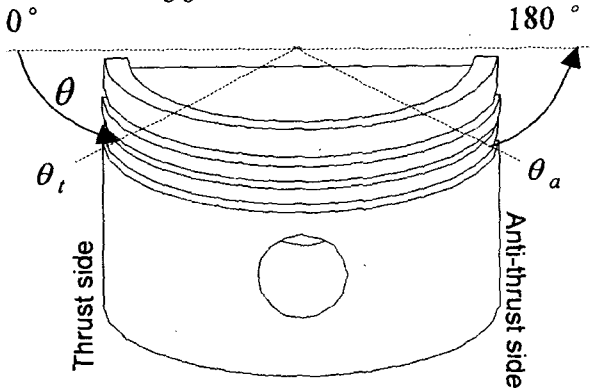


Fig. 3 Lubricated extent of the skirt

Elastic Deformation

피스톤의 변형은 탄성변형만 있다고 가정하면 변형 방정식은 다음과 같다.

$$CP = \delta \quad (23)$$

여기서 C 는 피스톤의 기하학적 형상에 따른 Compliance Matrix이며 P 는 압력행렬 δ 는 피스톤 스커트의 탄성변형 행렬이다. 따라서 탄성 변형을 고려한 유막두께는 다음과 같다.

$$h = \delta + h_d \quad (24)$$

여기서 h_d 는 탄성 변형이 고려되지 않은 상태에서의 피스톤의 부가적 운동으로 인한 피스톤과 실린더 사이의 유막 두께이다. 레이놀즈 방정식을 이산화하여 식(21), (23) (24)는 다음과 같은 행렬형태로 구성될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} R_1 & R_2 \\ C & -I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (25)$$

이 방정식에서 R_1 과 R_2 는 유한 차분 형태로 표현된 레이놀즈 방정식의 계수를 포함하고 있으며, 각각 레이놀즈 방정식의 좌변항과 우변항에 관계된다. 또한 I 는 단위 행렬이다. F_1 과 F_2 는 알고 있는 유효경계에서의 압력과 피스톤의 동력학적 거동에 의한 간극의 영향을 포함한다.

행렬식 (25)를 다시 간단한 형태로 표현하면 아래와 같다.

$$[R_1 + R_2 C] P = F_1 + R_2 F_2 \quad (26)$$

따라서 식(23)과 식(26)을 통해 변형량과 압력의 해를 구할 수 있다.

Friction Force & Loss

상대 운동을 하는 두 물체 사이에서는 항상 마찰이 존재하며 피스톤 스커트, 피스톤 링과 실린더와의 마찰은 엔진의 효율 향상과 깊은 관계가 있다. 일반적으로 상대 운동하는 두 물체간의 최소 틈새에 따라 표면 거칠기의 영향이 고려된다. 유막의 두께가 상대적으로 크면 두물체간의 상대 접촉 운동은 완전 유체 윤활으로, 그 두께가 작을 때는 경계 마찰 또는 혼합 마찰이 발생한다. 따라서 피스톤 스커트와 실린더와의 마찰은 다음 두 가지 조건으로 발생한다고 볼 수 있다.

- 1) 오일에 발생하는 점성 마찰.
- 2) 두 물체의 표면돌기 접촉 압력에 의한 경계 마찰.

우선 피스톤 스커트에서 발생하는 점성 전단 응력은 다음과 같다.

$$\tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (27)$$

$\frac{\partial w}{\partial y}$ 는 $\frac{\partial u}{\partial z}$ 에 비해 무시할 만큼 작고 $\frac{\partial u}{\partial z}$

에 대한 속도 구배(velocity gradient)를 적용하면 식(22)은 다음과 같이 된다.

$$\tau_y = -\frac{h}{2} \frac{\partial P}{\partial y} - \frac{\mu}{h} U \quad (28)$$

따라서 레이놀즈 방정식을 해석하여 유막 압력을 구한 후 식(28)을 피스톤 스커트 전체 윤활 영역에 대해 적분하면 점성 마찰력 F_v 을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$F_v = -2 \int_0^L \int_0^\pi \left(\frac{h}{2} \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{h} U \right) X(p) d\theta dy \quad (29)$$

여기서 함수 $X(p)$ 는 다음과 같이 정의된다

$$X(p) = \begin{cases} 0, & p \leq 0 \\ 1, & p > 0 \end{cases}$$

유막 두께가 얇아져서 두 물체 사이의 표면돌기가 간섭을 일으킬 정도가 되면 표면돌기를 변형시키는 힘이 필요하게 되어 마찰 특성은 현저하게 변화하게 된다.

경계 윤활에 대한 마찰력 F_{asp} 을 구하기 위해 Greenwood-Williamson 모델을 사용한다.[4]

$$P_{asp} = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma\beta\eta)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F \left(\frac{h(y)}{\sigma} \right) \quad (30)$$

여기서 $F(y)$ 는 다음과 같고

$$F(y) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_y^\infty (s-y)^{2.5} \exp\left(-\frac{s^2}{2}\right) ds \quad (31)$$

F_{asp} 는 다음과 같이 정의된다.

$$F_{asp} = -2 \int_0^L \int_0^\pi P_{asp} d\theta dy \quad (32)$$

식(29)의 점성 마찰력과 식(32)의 경계 마찰력의 합으로 전체 마찰력을 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$F = F_{asp} + F_v \quad (32)$$

전체 마찰력이 구해짐에 따라 마찰 손실은 다음과 같다.

$$P_L = -F U \quad (33)$$

결 과

피스톤 스커트의 유막 압력과 마찰력 및 마찰 손실을 구하기 위한 입력 변수와 피스톤의 재질의 물성치는 Table.1에 열거하였다. 상온에서의 일반적인 알루미늄 합금으로 피스톤의 재질의 물성치를 가정하였으며, 입력 변수인 엔진 회전 속도에 대한 연소실의 압력은 Fig.4에 나타내었다. 피스톤 스커트의 탄성 변형을 고려하기 위해서는 피스톤 Solid Model에 대한 유한요소 해석(FEA)이 필요하며 이를 위해 FEA 소프트웨어인 ANSYS를 이용하였다. 그리고 피스톤의 전면과 배면에 대한 결과를 Fig.5에 나타내었다.

피스톤이 횡방향으로 편심운동을 하면 스커트 표면의 압력분포 형태는 스러스트 평면에 대하여 대칭적으로 나타나기 때문에 한 쪽만을 해석하였다. 피스톤 Solid Model에서 스커트의 두께는 일정하고 크라운과 재질이 동일한 것으로 가정하였다. 피스톤 내부의 질량을 제거하고 연소가스의 압축비를 향상시키는 bowl을 크라운에 나타내었으며 스커트 하단을 잘라내어 실제 피스톤 형상에 접근할 수 있도록 모델링 하였다. 잘라낸 스커트 하단의 면적을 중심으로 스러스트 면과 반 스러스트 면의 유효영역을 구분지었다.

피스톤의 스커트 형상은 Barrel형을 바탕으로 하여 돌출부의 위치가 서로 다른 세 가지 형태로 하였고 Fig.6에 각각의 스커트 프로파일을 나타내었다. 프로파일 A는 돌출부가 스커트 상단 방향으로 편심되

어 있고 프로파일 B는 스커트 중심을 기준으로 대칭인 전형적인 Barrel형이며 프로파일 C는 스커트 하단 방향으로 돌출부가 편심되어 있다.

스커트 탄성변형의 피스톤 동특성에 대한 영향을 해석하기 위해 각 스커트 형상별로 Table. 2와 같이 3가지의 Mode를 통해 시뮬레이션을 하여 탄성변형이 고려되지 않았을 때의 결과와 비교 분석하였다.

Table.1 Dimensions of piston components and parameters

Values used in the Simulation	
Engine RPM	5200 rpm
Bore diameter	0.0765 m
Nominal clearance	40 μ m
Stroke	0.0765 m
Con-rod length	0.13 m
Pin offset	800 μ m
Liner length	0.14 m
Pin diameter	0.01788 m
Position of Pin from skirt top	0.0102 m
Circumferential extent of skirt Lubrication	48.5°
Friction coefficient	0.12 Ns/m ²
Oil viscosity	0.007 Pa.s
Young's Modulus	6.9 $\times 10^{10}$ Pa
Poisson's Ratio	0.33
Density of Material	2800 kg/m ³

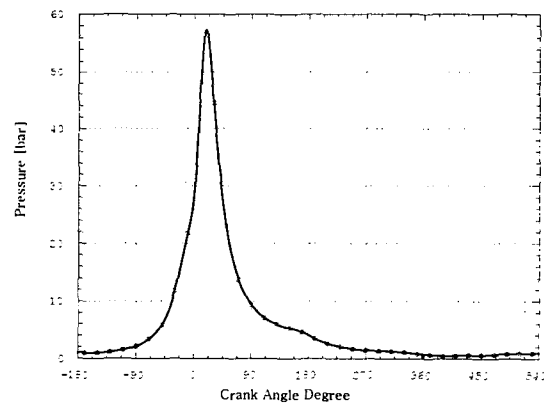


Fig. 4 Combustion gas pressure

Fig.7~12는 각 Mode에서의 피스톤 스커트 상, 하단의 편심량을 나타낸다. Flat형 피스톤의 동적 특성과 윤활 특성은 최소 유막 두께가 발생하는 피스톤 상, 하단의 편심된 위치를 기준으로 해석이 가능하지만 Barrel형은 항상 피스톤의 상단과 하단에 최소 유막 두께가 발생한다고 볼 수 없다. 점 P는 각 Mode에 입력되는 스커트 프로파일의 돌출부의 위치를 나타내며 피스톤 상, 하단은 각 프로파일에서 점 P에 대해 65~120 μm 만큼 틈새가 있으므로 최소 유막 두께가 발생하는 위치라고 생각할 수 있다. 따라서 각 Mode의 피스톤 스커트에서 최대 압력은 점 P에서 발생한다고 할 수 있고 점 P의 편심량으로부터 탄성변형의 정도와 마찰 특성을 예측할 수 있다.

Fig.11,12는 프로파일 C인 스커트의 편심 운동을 나타낸 것이다. 점 P의 위치는 매우 작은 편심 운동을 하며 실린더와의 틈새도 거의 변화가 없다. 따라서 프로파일 C일 때 상대적으로 편심 운동이 큰 프로파일 A, B의 피스톤 스커트보다 작은 압력이 발생한다. Fig.13~18은 각 Mode의 피스톤의 동적거동을 나타낸다. 피스톤 편 움직이는 연소 가스 폭발 구간에서 기울임 각을 감소시키는 역할을 한다.

Fig.14, 16, 18에서 나타난 것처럼 탄성 변형이 고려되면 전체적인 편심량과 연소 가스 폭발구간에서 피스톤 편 움직이는 영향도 커진다. 탄성 변형의 방향은 피스톤 내부를 향하므로 피스톤과 실린더의 간극이 커지기 때문에 외력보다 유막의 압력은 작

아지고 결과적으로 힘의 평형방정식을 만족하기 위해 피스톤의 편심 운동은 커지게 된다.

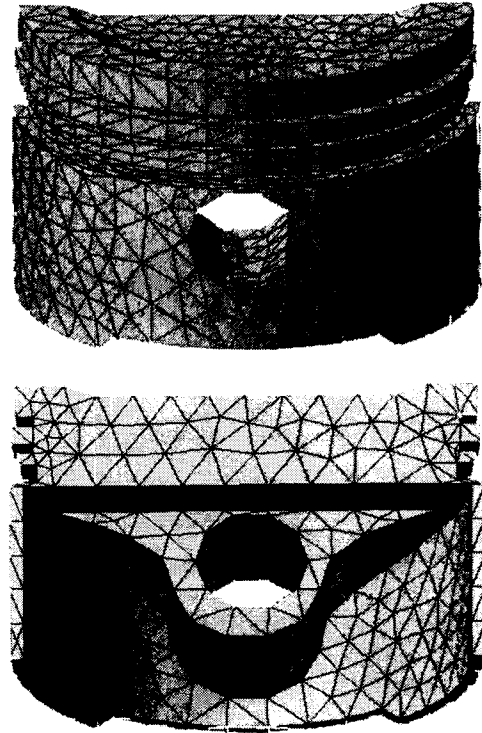


Fig. 5 Result of Finite Element Analysis

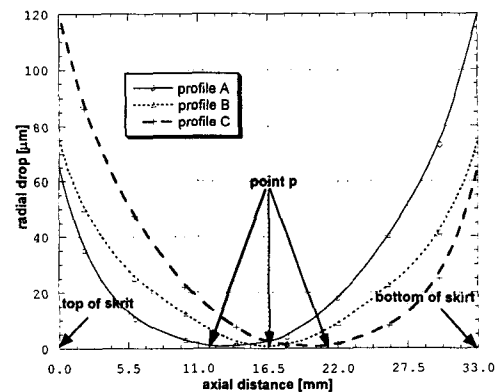


Fig. 6 Skirt profiles

Table.2 Modes of piston components

Simulation mode	
Mode 1	With Profile A
Mode 2	With Profile B
Mode 3	With Profile C

Fig.19~21은 각 Mode의 탄성 변형을 나타낸다. 최대 변형량은 각 Node에서 발생한 변형량 중 최대값을 의미하며 그 평균값은 변형량의 합을 Element수로 나눈 평균값을 의미한다. 최소 유막 두께가 발생하는 돌출부에서 최대 변형을 일어나고 피스톤의 돌출부의 위치에 따라 마찰 특성에 대한 영향은 크게 달라진다. 돌출부의 편심 운동이 가장 작은 프로파일 C일 때 스킨에서 탄성변형이 작게 나타나는 것을 볼 수 있다.

Fig.22~27은 각 Mode에서의 피스톤과 실린더 사이의 마찰력을 나타낸다. 피스톤의 편심운동과 탄성변형을 동시에 고려하여 프로파일 C인 피스톤이 가장 작은 마찰 특성을 보이며 스킨의 돌출부가 상단으로 위치할수록 마찰력은 증가한다.

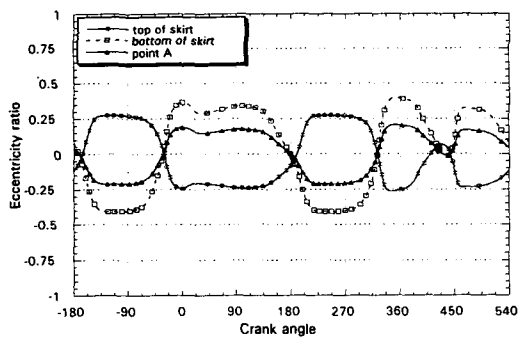


Fig. 7 Eccen. of skirt for mode 1

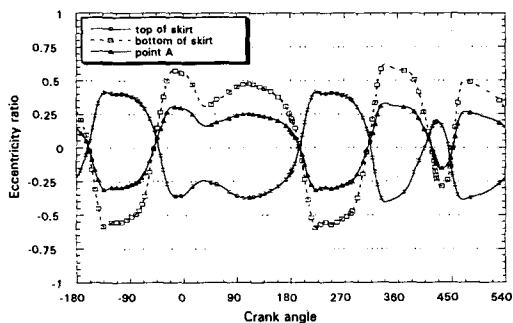


Fig. 8 Eccen. of skirt for mode 1 (deformed)

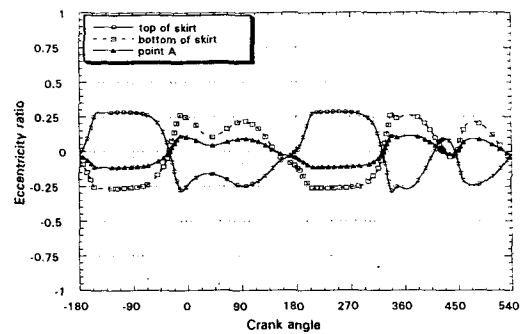


Fig. 9 Eccen. of skirt for mode 2

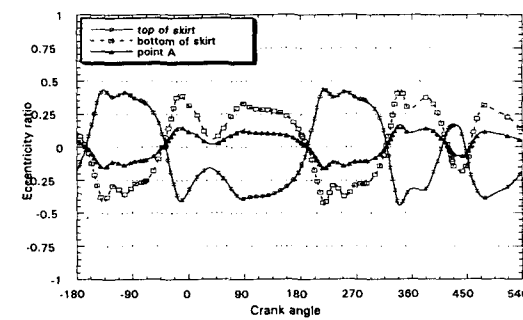


Fig.10 Eccen. of skirt for mode 2 (deformed)

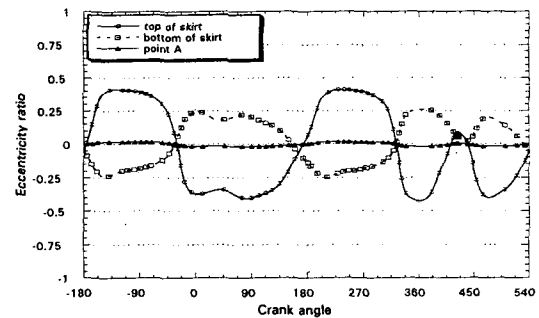


Fig.11 Eccen. of skirt for mode 3

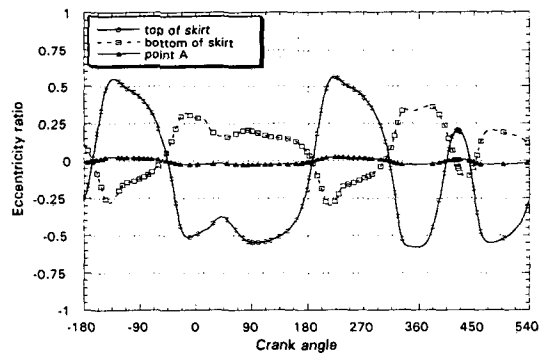


Fig.12 Eccen. of skirt for mode 3 (deformed)

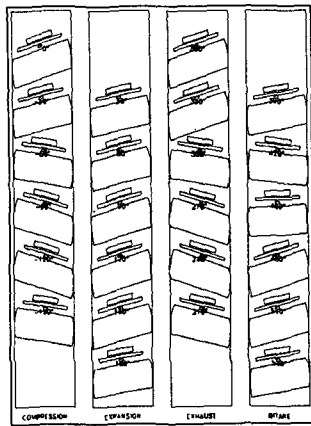


Fig. 13 Piston Displacement for Mode 1
(Without elastic deformation)

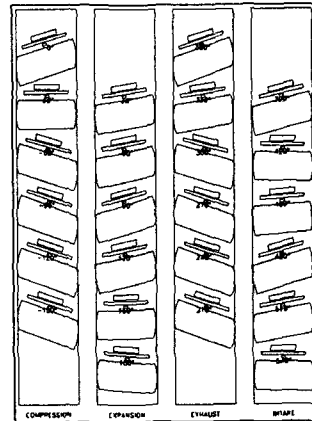


Fig. 16 Piston Displacement for Mode 2
(With elastic deformation)

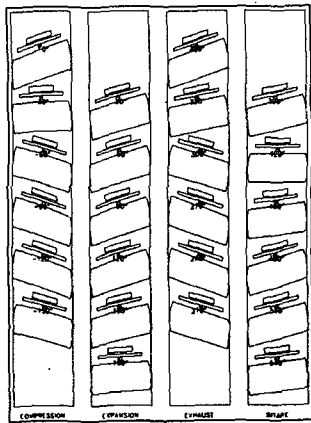


Fig. 14 Piston Displacement for Mode 1
(With elastic deformation)

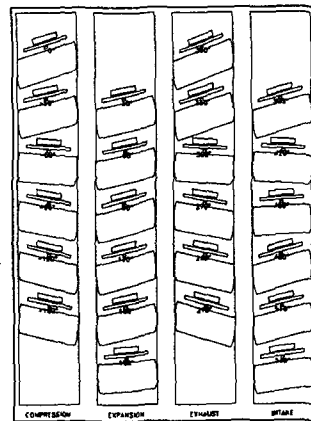


Fig. 17 Piston Displacement for Mode 3
(Without elastic deformation)

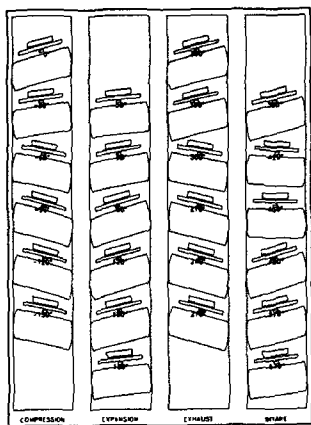


Fig. 15 Piston Displacement for Mode 2
(Without elastic deformation)

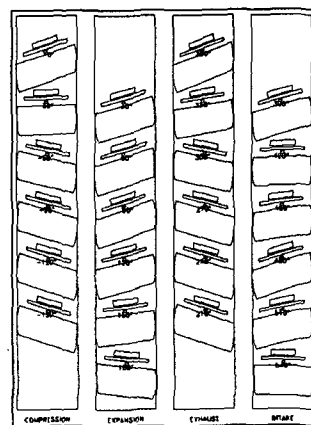


Fig. 18 Piston Displacement for Mode 3
(With elastic deformation)

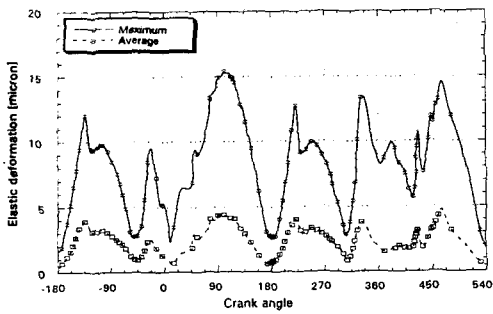


Fig. 19 Elastic Deformation for Mode 1

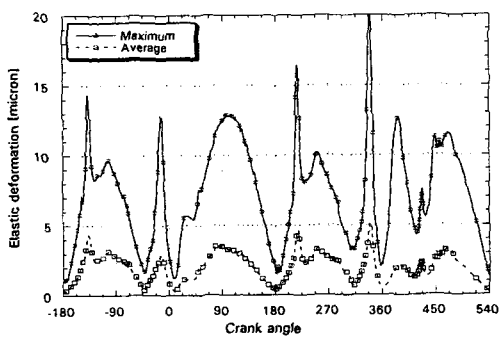


Fig. 20 Elastic Deformation for Mode 2

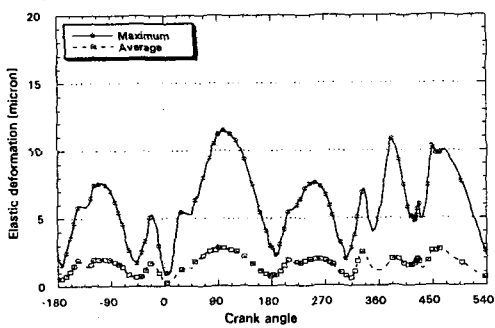


Fig. 21 Elastic Deformation for Mode 3

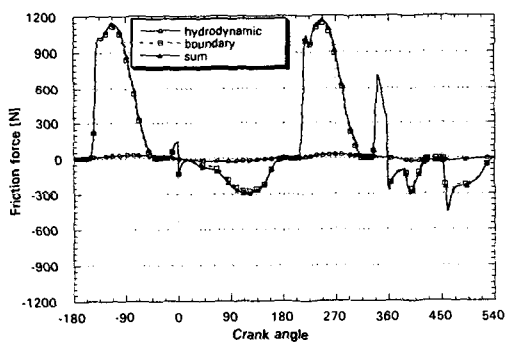


Fig. 22 Friction force for Mode 1 (Without elastic deformation)

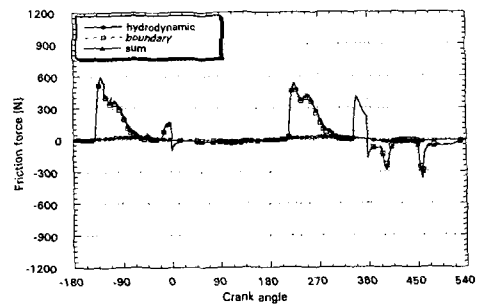


Fig. 23 Friction force for Mode 1 (With elastic deformation)

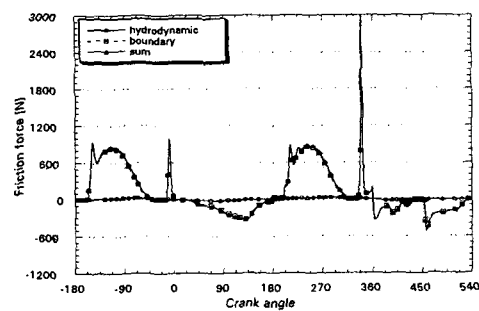


Fig. 24 Friction force for Mode 2 (Without elastic deformation)

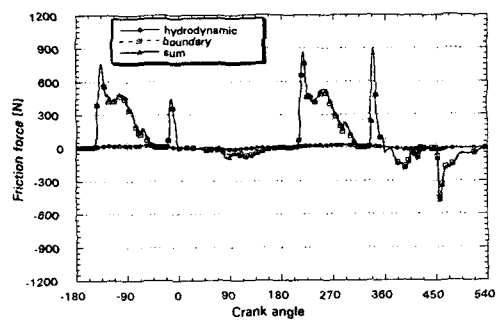


Fig. 25 Friction force for Mode 2 (With elastic deformation)

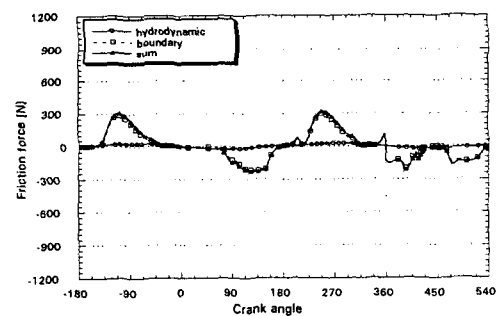


Fig. 26 Friction force for Mode 3 (Without elastic deformation)

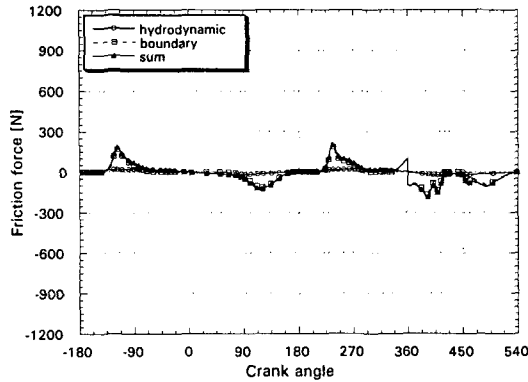


Fig. 27 Friction force for Mode 3
(With elastic deformation)

결론

피스톤의 동특성은 피스톤 자체의 형상뿐만 아니라 피스톤 스커트의 윤활 특성에 따라 크게 영향을 받는다. 또한 엔진 효율을 향상시킬 수 있는 효과적인 방법중의 하나는 피스톤 스커트 프로파일의 영향을 해석하는 것이다. Barrel형의 피스톤이 대칭적인 형상을 가지고 있다면 스커트의 돌출부가 피스톤 하단에 위치했을 때 최소 유막 두께가 발생하는 위치의 편심 운동은 작아지게 된다. 이때 실린더 사이의 최소 간극이 엔진 가동 중에 변화가 거의 없는 안정적인 상태가 되고 압력 분포는 작아지게 된다. 그리고 점성마찰과 경계마찰도 편심 운동으로 인한 압력분포가 작을 때 감소하게 된다. 따라서 저마찰 피스톤의 스커트 형상은 돌출부가 스커트 하단에 위치한 프로파일을 기준으로 최적화될 수 있다.

피스톤의 동특성과 마찰 특성은 피스톤 스커트에서 발생하는 탄성 변형의 영향

을 크게 받으며 피스톤 Solid Model을 이용하여 유한요소 해석(FEA)을 통해 향상된 해석을 할 수 있다. 피스톤 스커트의 탄성변형은 실린더 사이의 간극에서 발생하는 동수압, 피스톤의 기하학적 형상 그리고 탄성계수, 포와송비 같은 물성치의 영향을 받는다. 탄성변형이 발생함으로써 실린더 사이의 간극이 커져 피스톤의 기울임(tilting)각을 증가시키지만 스커트 표면의 변형으로 인해 마찰 면적은 감소하여 전체적인 윤활 능력은 향상된다. 따라서 탄성 변형을 고려하여 피스톤의 동적 거동을 해석함으로써 실제 피스톤 실린더계의 마찰 특성에 접근하여 해석을 할 수 있고, 열팽창과 같은 여러 가지 변형요소를 모두 고려한 해석의 기초 데이터를 제공할 수 있다.

감사의 글

본 연구는 한국과학재단 목적기초 연구(2000-1-30400-005-3)지원으로 수행되었음.

Nomenclature

- α : 피스톤의 축방향 가속도
- c : 기준 틈새
- e_t : 스커트 상단에서 측정되는 편심
- e_b : 스커트 하단에서 측정되는 편심
- C_p : 피스톤 핀의 편심량
- C_G : 피스톤 스커트의 무게중심 편심량
- x : Lateral Coordinate
- y : Axial Coordinate
- L : 피스톤 스커트 길이
- μ : 오일 점성계수
- R : 피스톤의 반지름

U : 피스톤의 축방향 속도
 F_G : 연소가스압력에 의한 힘
 \bar{F} : 커넥팅 로드에서 전달되는 힘
 F : 동수압에 의해 발생하는 힘
 M : 동수압에 의해 발생하는 모멘트
 F_{IC} : 피스톤 관성력의 X방향 분력
 F_{IP} : Wrist Pin 관성력의 X방향 분력
 \hat{F}_{IC} : 피스톤 관성력의 Y방향 분력
 \hat{F}_{IP} : Wrist Pin 관성력의 Y방향 분력
 M_C : F_{IC} 에 의한 모멘트
 ϕ : 커넥팅 로드 각도
 a : 피스톤 스커트 상단부터 핀까지의 거리
 b : 피스톤 스커트 상단부터 질량중심까지의 거리
 m_{pin} : 피스톤 핀의 질량
 m_{pis} : 피스톤 스커트의 질량
 I_{pis} : 피스톤의 회전관성
 r : 크랭크 암 길이
 ω : 엔진 회전 속도
 θ : 크랭크 각
 l : 커넥팅 로드 길이
 F_{asp} : 경계 마찰력
 F_v : 점성 마찰력
 σ_r : 실린더 라이너의 거칠기
 σ_c : 피스톤 스커트 표면의 거칠기
 σ : $\sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_c^2}$
 η : Asperity density

Comprehensive Model of Piston Skirt Lubrication” SAE 920483, 1992
 4. Ricardo Software Pisdyn ver 2.7 Manual, 1999
 5. Hamrock, B.J, “Fundamentals of Fluid Film Lubrication”, McGraw-Hill, 1995
 6. G.D. Knoll and H.J. Peeken, “Hydrodynamic Lubrication of Piston Skirt”, Volume.104, ASME TRANSACTION, 1982
 7. William D, Callister, Jr, “Material science and engineering”, Wiley, 1994

References

1. Dann, R.T. “Auto engines: Goodbye to Conventional Design”, Jan. 12, Machine Design, 1985.
2. Dennis F. Li and Steve M. Rohde and Hazem A. Ezzat, “An Automotive Piston Lubrication Model”, Volume 26, 2, 151-160 ASLE TRANSACTIONS, 1982
3. Rifat Keribar and Zafer Dursunkaya, “A