

# 피스톤 어셈블리의 2차 운동에 관한 시뮬레이션

## Simulation of Secondary Motion of Piston Assemblies

오 병 근\*                      조 남 효\*\*  
Byoung-Keun Oh              Nam-Hyo Cho

### ABSTRACT

This paper describes a simulation of secondary motion of piston assemblies using PISDYN by Ricardo. Motions of the piston, pin, rod and skirt are separately calculated, by integrating equations of motion for individual components and dynamic degrees of freedom. The effects of engine speed at full load and pin offsets on the piston assembly secondary motions, forces and friction were investigated in parametric study for 4-cylinder gasoline engine. Results show that lateral displacement and friction loss of the piston increase as a function of engine speed. The lateral motion of the piston is affected by the change in pin offset. The minimum friction loss for the condition of 4800rpm WOT occurs at a pin offset of 1.6mm.

주요기술용어 : Piston Assembly(피스톤 어셈블리), Pin Offset(핀 오프셋), Friction Loss(마찰 손실),  
Secondary Motion(2차 운동), Engine Speed(엔진 속도), WOT(전부하 영역)

### 1. 서 론

피스톤은 실린더 내를 왕복 운동하면서 이상적인 슬라이더-크랭크 기구운동과 더불어 실린더의 가로방향으로 움직이는 2차 운동이 발생한다. 이러한 2차 운동은 피스톤과 실린더 사이의 마찰손실에 큰 영향을 주며 피스톤 슬랩을 발생시킨다. 피스톤의 2차 운동에 관한 연구는 지난 30여간 이루어져 왔다. Haddad와 Howard<sup>(1)</sup>는 진동과 소음 계산을 위해서 피스톤 스킵과 실린더 사이의 유막이 피스톤의 운동에 아무런 영향을 주지 않는다고 가정하고 피스톤 핀 오프셋과 피스톤 무게중심에 따른 운동에너지 손실을 정

량적으로 해석하였다. Li<sup>(2)</sup> 등은 피스톤 스킵과 실린더 사이의 윤활을 고려한 피스톤의 2차 운동을 해석하였다. Oh<sup>(3)</sup> 등은 피스톤 스킵의 변형까지 동시에 고려하여 해석하였다. 그러나 상기의 연구들은 모두 피스톤과 실린더 사이의 간극만 고려되었고 피스톤 핀 베어링의 간극은 고려되지 않았으며 일체형(mono-block) 피스톤에 대해서만 해석하였다. Ricardo 사에서는 Keribar등이 피스톤 어셈블리의 2차 운동 해석과 함께 피스톤과 실린더 사이의 윤활모델과 핀 베어링의 윤활모델을 가지고 일체형 피스톤과 관절형(articulated) 피스톤 모두에 대해서 해석이 가능한 소프트웨어인 PISDYN을 개발하였다.<sup>(4)-(7)</sup>

본 논문에서는 PISDYN을 이용하여 엔진속도와 핀 오프셋이 피스톤의 2차 운동, 피스톤에 작용하는 힘,

\* 고등기술연구원, 아주대학교 시스템공학과 박사과정

\*\* 고등기술연구원 동력시스템연구실

마찰손실에 어떠한 영향을 주는지 살펴보고자 한다.

## 2. 운동 방정식

엔진이 작동되는 상황에서 피스톤 어셈블리를 구성하는 부품들(피스톤 크라운, 피스톤 스커트, 피스톤 핀, 커넥팅 로드)은 이상적인 슬라이더-크랭크 기구 운동으로부터 벗어난 운동을 하게 되며 이것을 피스톤의 2차 운동이라고 한다. 이러한 2차 운동은 엔진 작동중에 피스톤 어셈블리에 작용하는 과도적인 힘과 모멘트로부터 그리고 각 부품(피스톤, 커넥팅로드, 핀, 실린더)사이의 간극으로부터 계산되어진다. 디젤엔진은 두 조각으로 이루어진 관절형 피스톤 (articulated piston)을 널리 사용하기 때문에 4개의 운동부위(피스톤 크라운, 피스톤 스커트, 피스톤 핀, 커넥팅 로드)를 모델링한다. 가솔린 엔진의 경우는 일체형 피스톤(mono-block piston)을 사용하므로 크라운과 스커트를 강체적으로 연결된 것으로 모델링한다. 결국 두 가지 형식의 피스톤에 대해서 시뮬레이션하는 것이 가능하다. 이러한 유연성은 강체적으로 결합된 다른 부품간에도 적용이 가능하며 이러한 예로서 피스톤 핀과 커넥팅로드 또는 피스톤 핀과 크라운이 강체적으로 연결된 경우를 시뮬레이션 할 수 있다.

그림 1에서 O는 만약 커넥팅 로드, 피스톤 어셈블리가 이상적인 슬라이더-크랭크 기구로 움직이는 경우에 있어서 핀 베어링 중심이다. OM은 부품의 실제 핀 베어링 중심이다. CM은 부품의 질량 중심이다. 부품에 작용하는 각각의 힘은 수평방향과 수직방향 성분인  $F_x$ ,  $F_y$ 를 가지며 PISDYN은  $F_x$ ,  $F_y$ 의 실제 작용선이 OM을 통과할 때 OM에 대해서 모멘트 Mom을 계산한다. 모든 힘의 성분의 합은  $\Sigma F_x$ ,  $\Sigma F_y$ 이다.  $\Sigma M_{om}$ 은 힘들의 작용선들을 이동하는데 사용된 모멘트들의 합에다가 경계유효에 의한 토크, 피스톤 핀과 핀 베어링 구멍사이의 유체역학적 전단에 의한

토크를 합친 것이다. 힘의 평형은 다음과 같다.

$$\Sigma F_x = m \ddot{\epsilon}_{cm} \quad (1)$$

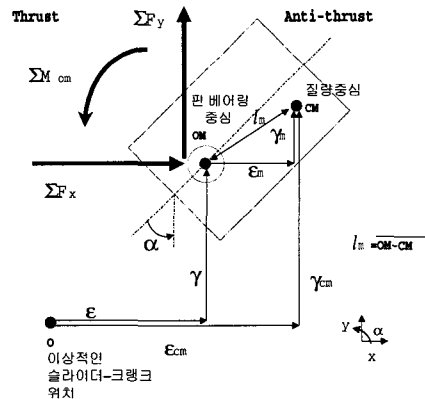
$$\Sigma F_y = m(\ddot{\gamma}_{cm} + A_p) \quad (2)$$

$A_p$ 는 점O의 가속도이며 이상적인 슬라이더-크랭크의 가속도이다. 무게중심 CM에 대한 모멘트 평형은 다음과 같다.

$$\Sigma M_{om} + \gamma_m \Sigma F_x - \epsilon_m \Sigma F_y = I_{cm} \ddot{\alpha} \quad (3)$$

(1)과 (2)를 (3)에 대입하여 관성항은 왼쪽에 모멘트항은 오른쪽에 정리하면 다음과 같다.

$$I_{cm} \ddot{\alpha} + m[\epsilon_m(\ddot{\gamma}_{cm} + A_p) - \gamma_m \ddot{\epsilon}_{cm}] = \Sigma M_{om} \quad (4)$$



(그림 1) 질량 중심과 핀 베어링 중심과의 기하학적 관계

### 2.1 피스톤 크라운의 운동 방정식

그림 2는 피스톤 크라운에 작용하는 모든 힘과 모멘트를 보여준다. 질량중심은 핀 베어링 중심으로부터  $l_c$ 와  $\alpha_{\infty}$ 만큼 움직여 있다. 핀 움직임은  $\Delta X_p$ 이며 스러스트 방향이 양(+)이다. 질량중심의 위치는 다음

과 같이 표현된다.

$$\epsilon_{c,m} = l_c \sin(\alpha_{co} - \alpha_c) \quad (5)$$

$$\epsilon_{c,cm} = \epsilon_{c,m} + \epsilon_c \quad (6)$$

$$\gamma_{c,m} = -l_c \cos(\alpha_{co} - \alpha_c) \quad (7)$$

$$\gamma_{c,cm} = \gamma_{c,m} + \gamma_c \quad (8)$$

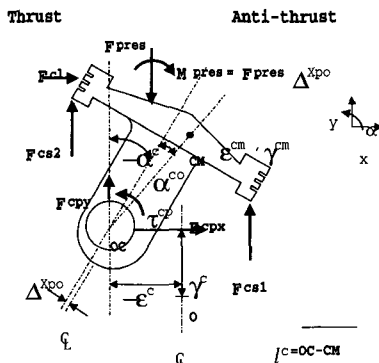
힘과 모멘트의 아래첨부분자에 대한 관례는 다음과 같다. 첫 번째 첨부분자는 힘이나 모멘트가 작용되는 대상 멤버를 정의하고 두 번째 것은 힘이나 모멘트가 발생된 멤버를 의미하며 마지막 세 번째 것은 힘이 가리키는 방향을 나타낸다. 모멘트 평형의 경우  $\tau$ 는 편 베어링 중의 하나에 대한 전단토크를 가리킨다. 실린더 압력에 의한 힘과 모멘트  $F_{pres}$ 와  $M_{pres}$ 는 이러한 관례를 따르지 않는다.

피스톤 크라운에 작용하는 힘과 모멘트평형은 다음과 같다.

$$m_c \ddot{\epsilon}_{c,cm} = F_{cpx} + F_{cl} \quad (9)$$

$$m_c (A_p + \ddot{\gamma}_{c,cm}) = F_{cpy} - F_{pres} + F_{cs1} + F_{cs2} \quad (10)$$

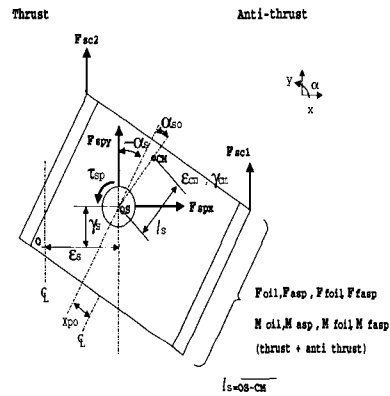
$$I_c \ddot{\alpha}_c + m[\epsilon_{c,m}(A_p + \ddot{\gamma}_{c,cm}) - \ddot{\epsilon}_{c,cm}\gamma_{c,m}] = \tau_{cp} + M_{pres} + M_{cs} + M_{cl} \quad (11)$$



(그림 2) 피스톤 크라운에 작용하는 힘과 모멘트

## 2.2 피스톤 스커트의 운동 방정식

피스톤 스커트에 작용하는 힘, 모멘트, 운동학적 변수들이 그림 3에 나와있다. 유체윤활과 경계윤활에 의해 발생하는 힘과 모멘트는 원통경계 주위에 작용하는 각각의 압력을 합하는 것에 의해 계산된다.



(그림 3) 피스톤 스커트에 작용하는 힘과 모멘트

질량중심의 위치는 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_{s,m} = l_s \sin(\alpha_{so} - \alpha_s) \quad (12)$$

$$\epsilon_{s,cm} = \epsilon_{s,m} + \epsilon_s \quad (13)$$

$$\gamma_{s,m} = -l_s \cos(\alpha_{so} - \alpha_s) \quad (14)$$

$$\gamma_{s,cm} = \gamma_{s,m} + \gamma_s \quad (15)$$

위의 식을 이용하면 힘과 모멘트 평형은 다음과 같다.

$$m_s \ddot{\epsilon}_{s,cm} = F_{spx} + F_{oil} + F_{asp} \quad (16)$$

$$m_s (A_p + \ddot{\gamma}_{s,cm}) = F_{spx} - F_{foil} + F_{fasp} + \sum F_{sc} \quad (17)$$

$$I_s \ddot{\alpha}_s + m[\epsilon_{s,m}(A_p + \ddot{\gamma}_{s,cm}) - \ddot{\epsilon}_{s,cm}\gamma_{s,m}] = \tau_{sp} + M_{oil} + M_{asp} + M_{foil} + M_{fasp} \quad (18)$$

$F_{oil}$ 과  $F_{asp}$ 는 실린더에 의해 스커트에 작용하는 수직력이며 경계윤활과 불균일 접촉에 각각 해당한다.  $F_{foil}$ 과  $F_{fasp}$ 는 실린더에서 스커트로 작용하는 마찰력이며 각각 점성마찰과 불균일접촉마찰에 해당한다. 모멘트  $M_{oil}$ ,  $M_{asp}$ ,  $M_{foil}$ ,  $M_{fasp}$ 는 각각  $F_{oil}$ ,  $F_{asp}$ ,  $F_{foil}$ ,  $F_{fasp}$ 의 작용선으로부터 생겨난 것이다.

### 2.3 피스톤 핀의 운동 방정식

피스톤 핀의 경우 베어링중심과 질량중심의 위치가 일치하며 다음과 같다.

$$\varepsilon_{p,m} = 0 \tag{19}$$

$$\varepsilon_{p,cm} = \varepsilon_p \tag{20}$$

$$\gamma_{p,m} = 0 \tag{21}$$

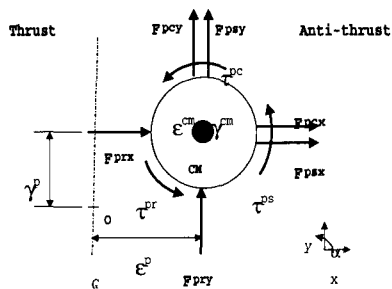
$$\gamma_{p,cm} = \gamma_p \tag{22}$$

그림 4에 피스톤 핀에 작용하는 힘과 모멘트가 나와있다. 위의 식을 이용하여 힘과 모멘트의 평형을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_p \ddot{\varepsilon}_{p,cm} = F_{prx} + F_{pcx} + F_{psx} \tag{23}$$

$$m_p (A_p + \ddot{\gamma}_{p,cm}) = F_{pry} + F_{pcy} + F_{psy} \tag{24}$$

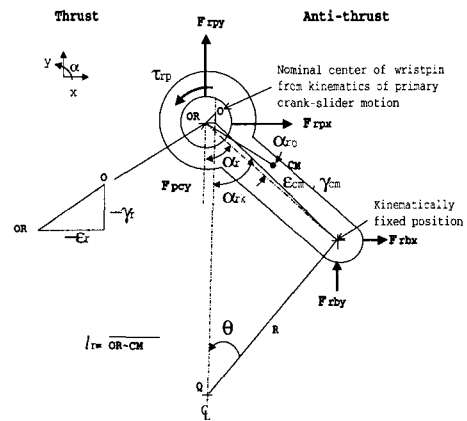
$$I_p \ddot{\alpha}_p = \tau_{pr} + \tau_{pc} + \tau_{ps} \tag{25}$$



(그림 4) 피스톤 핀에 작용하는 힘과 모멘트

### 2.4 커넥팅 로드 운동 방정식

커넥팅 로드 운동의 경우 베어링중심의 위치는 커넥팅 로드의 회전에 대해서 독립적이지 못하다. 그림 5는 베어링중심의 수평방향, 수직방향의 위치가 커넥팅 로드의 각도  $\alpha_r$ 의 함수로 표현될 수 있음을 나타낸다.



(그림 5) 커넥팅 로드 운동에 작용하는 힘과 모멘트

커넥팅 로드의 질량중심의 위치는 다음과 같이 표현된다.

$$\varepsilon_{r,m} = l_r \sin(\alpha_r - \alpha_{ro}) \tag{26}$$

$$\varepsilon_{r,cm} = \varepsilon_{r,m} + \varepsilon_r \tag{27}$$

$$\gamma_{r,m} = -l_r \cos(\alpha_r - \alpha_{ro}) \tag{28}$$

$$\gamma_{r,cm} = \gamma_{r,m} + \gamma_r \tag{29}$$

여기서  $\varepsilon_r$ 과  $\gamma_r$ 은  $\alpha_r$ 과 기구학적으로 고정된 경사각  $\alpha_{rk}$ 와 연관되며 다음과 같다.

$$\varepsilon_r = l \sin(\alpha_{rk} - \alpha_r) \tag{30}$$

$$\gamma_r = l \cos(\alpha_r - \alpha_{rk}) \tag{31}$$

여기서  $l$ 은 커넥팅 로드의 베어링중심간의 길이이

다. 모멘트 평형은 다음과 같다.

$$I_r \ddot{\alpha}_r + m_r [\epsilon_{r,m} (A_p + \dot{\gamma}_{r,cm}) - \ddot{\epsilon}_{s,cm} \gamma_{r,m}] = F_{rby} l \sin \alpha_r + F_{rbx} l \cos \alpha_r + \tau_{rp} \quad (32)$$

여기서 하단부 베어링에 작용하는 힘의 X방향과 Y방향 성분인  $F_{rbx}$ 와  $F_{rby}$ 는 힘의 평형으로부터 대수적으로 계산된다.

### 2.5 해석 방법

식 (9-11), (16-18), (23-25) 그리고 (32)는 10자유도를 갖는 관절형 피스톤에 대한 미분방정식을 구성한다. 자유도의 수는 피스톤 핀이 커넥팅 로드 또는 피스톤에 고정되는 일체형 피스톤의 경우 4개로 줄어들게 된다. 커넥팅 로드의 하단부 베어링의 기구학은 식 (30), (31)을 통하여 방정식에 입력된다.

위의 방정식들에 사용된 접근 방법은 다음과 같다. 모든 방정식은 시간 미분에 대한 1차와 2차 차분공식을 이용하여 차분형식으로 표현된다. 그 후에 방정식들은 비선형 대수방정식의 집합으로 다루어진다.

$$F_j(x_i) = 0 \quad (33)$$

그리고 다차원 Newton-Raphson 방법을 이용하여 반복적으로 풀어진다.

$$J_{ij} (x_i^{k+1} - x_i^k) = -F_j(x_1^k, x_2^k, x_3^k, \dots, x_m^k) \quad (34)$$

여기서  $J_{ij}$ 는 Jacobian 행렬  $\partial F_j / \partial x_i$ 를 나타내며  $k$ 는 반복수를 의미한다. 변수와 함수 모두 수렴해야만 한다. 즉 반복수가 증가함에 따라 변수  $x_i$ 와 함수인여 (functional residuals)  $F_j$ 의 상대적인 변화가 감소되어 질 때 이것을 수렴한다고 가정한다.

### 3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

시뮬레이션에 사용된 가솔린 엔진의 사양은 다음과 같다.

- 형식 : 직렬 4기통
- 보어 직경 : 79 mm
- 스트로크 : 81.5 mm
- 핀 읍셋 : 0.8 mm (스러스트 방향)
- 피스톤 질량 : 280 g
- 피스톤 핀 직경 : 18 mm

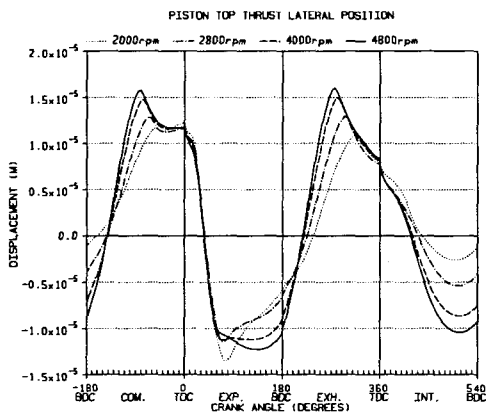
#### 3.1 엔진속도의 영향

엔진을 전부하영역(WOT)에서 4가지 속도(2000rpm, 2800rpm, 4000rpm, 4800rpm)에 대해서 시뮬레이션을 수행하였다. 엔진속도에 따른 피스톤의 2차운동, 작용하는 힘, 마찰손실의 변화에 대해서 살펴본다.

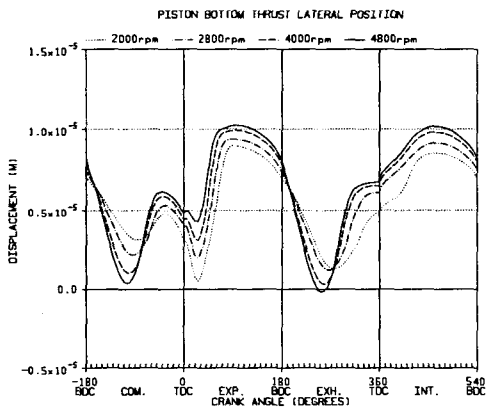
##### 3.1.1 엔진속도에 따른 피스톤의 2차 운동

엔진속도에 따른 피스톤의 변위가 그림 6과 그림 7에 나와있다. 피스톤은 스러스트(thrust)방향과 반 스러스트(anti-thrust) 방향을 왕복하는 가로방향 변위를 보인다. 그림 6은 스러스트 면에 있는 피스톤의 상단부와 피스톤 스커트의 하단부의 변위를 나타내고 있으며 양의 방향이 반 스러스트 방향이다. 크랭크 각도 0이 연소상사점(firing TDC)이다. 피스톤은 연소상사점에 이르기 전 압축행정에서는 반 스러스트 방향으로 기울어져 있다가 연소가 발생한 후 팽창행정에서는 스러스트 방향으로 기울게 된다. 특히 연소가 발생한 직후 급격하게 스러스트 방향으로 기울어지는 것을 볼 수 있다. 엔진속도가 증가할수록 가로방향 변위도 증가하는 경향을 보인다. 배기행정과 흡기행정에서 높은 엔진속도에서 가로방향 변위가 큰 것

은 실린더 내부에 연소압력이 존재하지 않는 상황에서는 높은 엔진속도가 큰 관성력을 갖게 되고 이것이 가로방향 변위에 영향을 미치는 주된 요인이기 때문이다. 연소 발생직후에는 연소압력에 의한 힘이 훨씬 크기 때문에 엔진속도의 변화가 큰 영향을 주지 않는다는 것을 확인할 수 있다. 그림 7을 통해 크랭크 각도에 따른 피스톤의 전체적인 거동을 쉽게 살펴볼 수 있다.

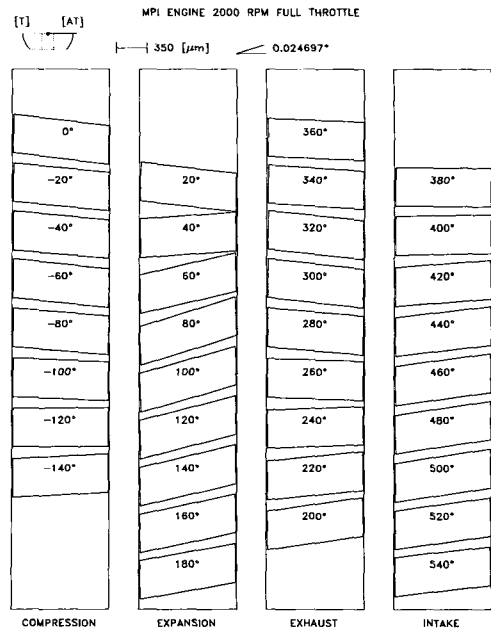


(가)

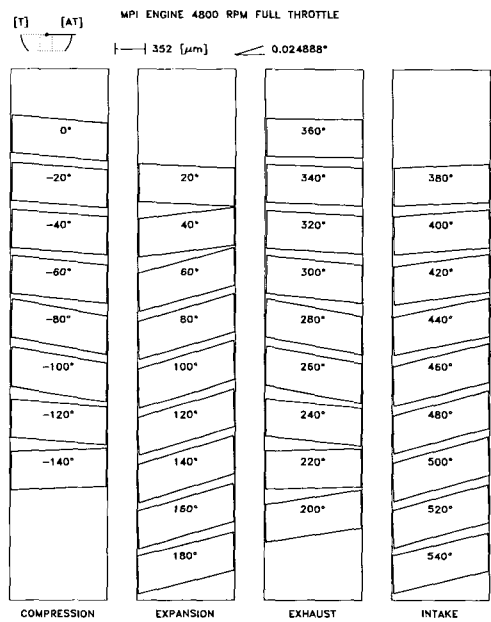


(나)

(가) 피스톤 상단부의 변위  
(나) 피스톤 스커트 하단부의 변위  
(그림 6) 엔진속도에 따른 가로방향 변위



(가)



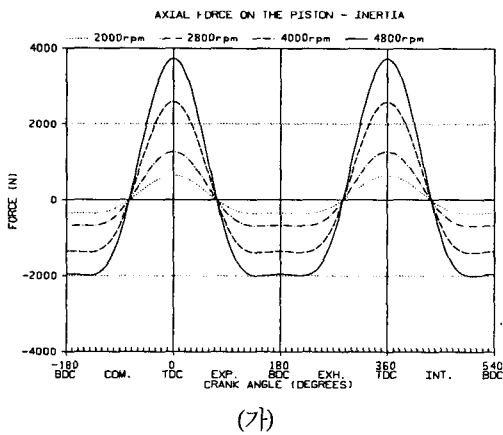
(나)

(가) 2000 rpm , (나) 4800 rpm  
(그림 7) 엔진속도에 따른 피스톤의 거동

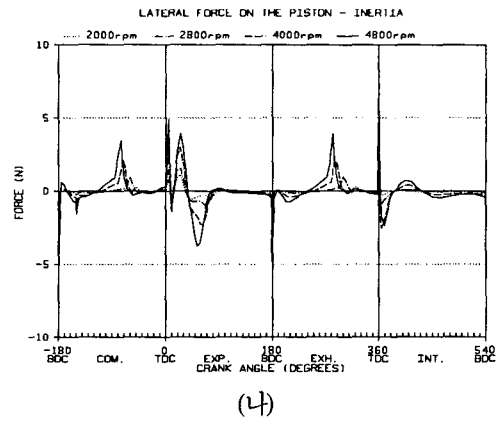
3.1.2 엔진속도에 따른 피스톤에 작용하는 힘

피스톤에 작용하는 관성력은 그림 8에서처럼 엔진의 속도가 증가할수록 커지게 된다. 이러한 관성력은 피스톤이 상하운동을 하는 축방향의 경우가 가로방향의 경우보다 훨씬 더 크다는 것을 알 수 있다. 가로방향의 경우 관성력이 엔진속도에 비례하여 증가하지만 그 크기는 축방향에 비하여 상대적으로 작다. 축방향의 경우 관성력은 피스톤 속도가 가장 큰 위치인 상사점과 하사점에서 최고치를 가지며 그 점들을 지나면 운동의 방향이 반대로 변하고 관성력 역시 반대 방향을 갖게 된다.

피스톤과 실린더 사이의 오일에 의해 피스톤에 작용하는 힘은 그림 9와 같다. 피스톤의 가로방향 변위가 오일필름의 두께를 변화시키고 이것은 오일에 압력을 발생시키며 이의 결과로 피스톤에 반력을 작용시키게 된다. 앞에서 살펴본 것처럼 엔진속도가 증가하면 피스톤의 가로방향 변위도 커지게 되므로 오일에 의해 피스톤의 가로방향에 작용하는 힘도 그림 9(나)와 같이 증가하게 된다. 오일에 의해 피스톤의 스커트면에 작용하는 수직력은 유체운환에 의해 마찰력을 발생시키며 이는 그림 9(가)처럼 피스톤의 축방향으로 작용하는 힘이 된다.

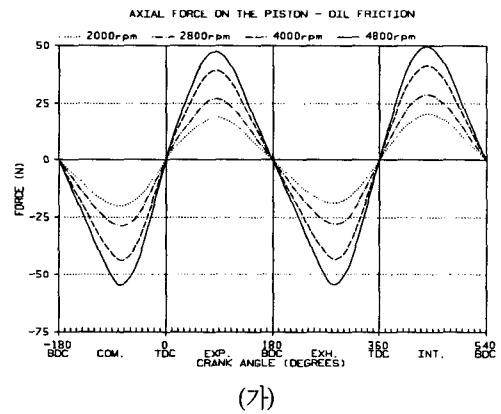


(가)

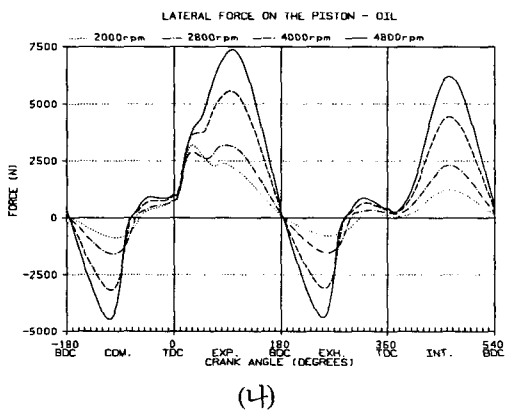


(나)

(가) 축방향, (나) 가로방향  
[그림 8] 엔진속도에 따른 피스톤 관성력



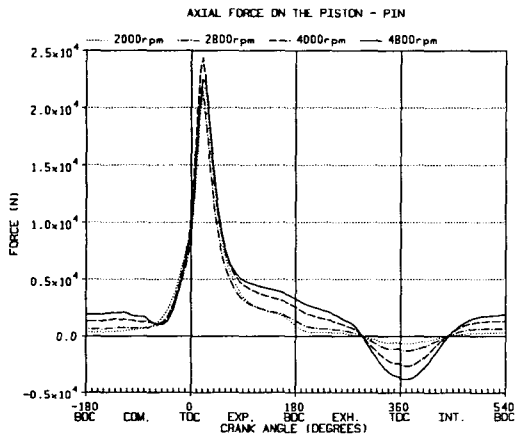
(가)



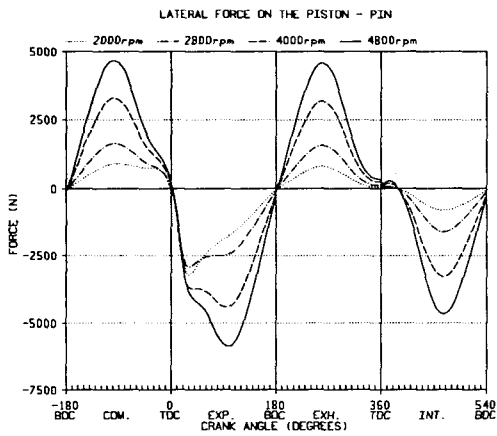
(나)

(가) 축방향, (나) 가로방향  
[그림 9] 엔진속도에 따른 오일에 의한 힘

피스톤 핀에 의해 피스톤에 작용하는 힘은 그림 10과 같다. 축방향의 힘은 피스톤이 연소압력에 의해 전달받은 힘에 대한 반작용이다. 가로방향의 힘은 엔진속도의 증가에 비례하여 증가함을 알 수 있다. 이것은 피스톤의 가로방향 변위가 증가함에 따라 실린더 벽면의 반력이 증가하고 이것에 대한 반작용으로 피스톤 핀에서 피스톤에 작용하는 힘이 증가되기 때문에 생기는 현상이다.



(가)



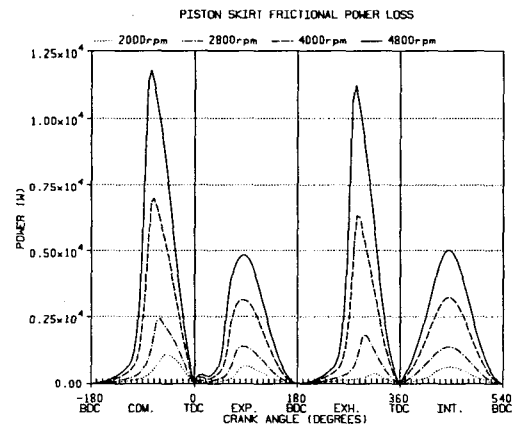
(나)

(가) 축방향, (나) 가로방향

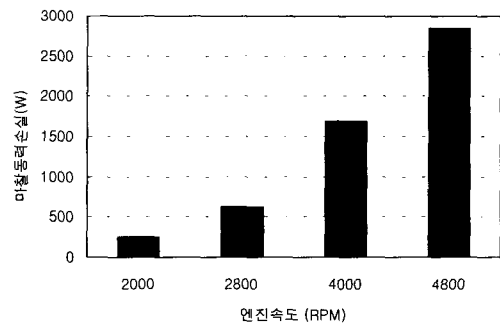
(그림 10) 엔진속도에 따른 피스톤 핀에 의해 작용하는 힘

### 3.1.3 엔진속도에 따른 마찰동력손실

피스톤이 실린더 내를 왕복운동함에 따라 피스톤 스커트 면과 실린더 벽면 사이에 마찰이 발생하게되며 동력손실을 가져온다. 크랭크 각도에 따른 마찰에 의한 동력손실은 그림 11-(가),(나)에 나타나있는 것처럼 엔진속도에 비례함을 알 수 있다. 마찰에 의한 동력손실이 전체 엔진출력에서 차지하는 비율이 그림 11-(다)에 나타나있다. 이로부터 마찰에 의한 동력손실은 엔진속도가 증가함에 따라 크기가 증가할 뿐만 아니라 전체 엔진동력에서 차지하는 비중이 커진다는 것을 알 수 있다. 따라서 마찰에 의한 동력손실은 엔진속도가 증가할수록 문제가 되며 해결해야 할 과제임을 알 수 있다.

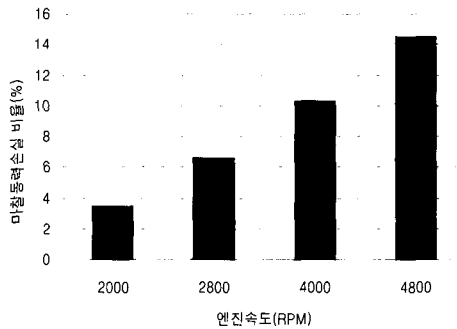


(가)



(나)





(다)

- (가) 크랭크 각도에 따른 변화,
  - (나) 마찰동력손실량,
  - (다) 엔진동력 대비 마찰동력손실 비율
- (그림 11) 엔진속도 따른 마찰동력손실

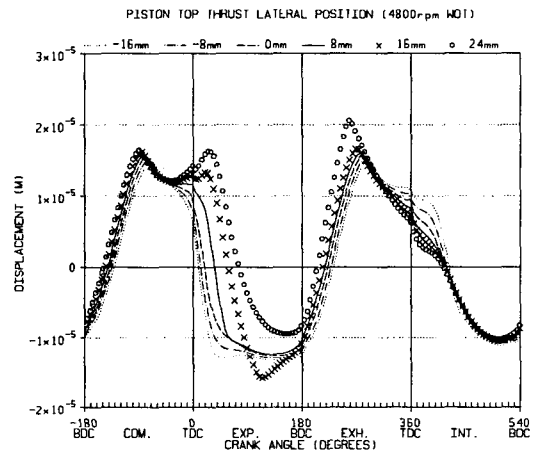
### 3.2 핀 읍셋의 영향

엔진이 전부하영역 4800rpm으로 운전되는 상태에서 피스톤 핀 읍셋을 6가지(-1.6mm, -0.8mm, 0mm, 8mm, 16mm, 24mm)로 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행하였다. 핀 읍셋에 따른 피스톤의 2차운동, 작용하는 힘, 마찰손실의 변화에 대해서 살펴본다.

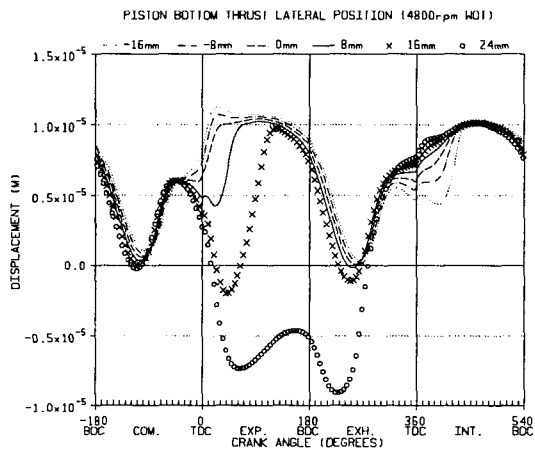
#### 3.2.1 핀 읍셋에 따른 피스톤의 2차 운동

동일한 엔진속도에서 핀 읍셋에 따라 피스톤의 거동이 상이함을 그림 12와 그림 13을 통해서 확인할 수 있다. 그림 12에서처럼 핀 읍셋이 양(+)의 방향으로 갈수록 팽창행정에서 피스톤의 상단부는 반 스러스트 방향에서 스러스트 방향으로 더디게 기울어진다. 그와는 반대로 핀 읍셋이 음(-)의 방향으로 갈수록 팽창행정에서 피스톤 상단부는 빠르게 스러스트 방향으로 기울어지고 있음을 알 수 있다. 그림 13은 핀 읍셋이 1.6mm인 경우와 -1.6mm인 경우에 대한 피스톤의 거동을 잘 표현하고 있다. 팽창행정에서 핀 읍셋 1.6mm의 경우가 -1.6mm의 경우에 비해 스러스트

트 방향으로 더디게 기울어짐을 확인할 수 있다. 그림 12-(나)에서 핀 읍셋 1.6mm의 경우가 팽창행정에서 다른 경우와 비교하여 피스톤 스커트 하단부의 변위가 적음을 알 수 있는데 이는 핀 읍셋이 잘 조정되어 피스톤 거동이 상대적으로 안정되어 있음을 의미한다.

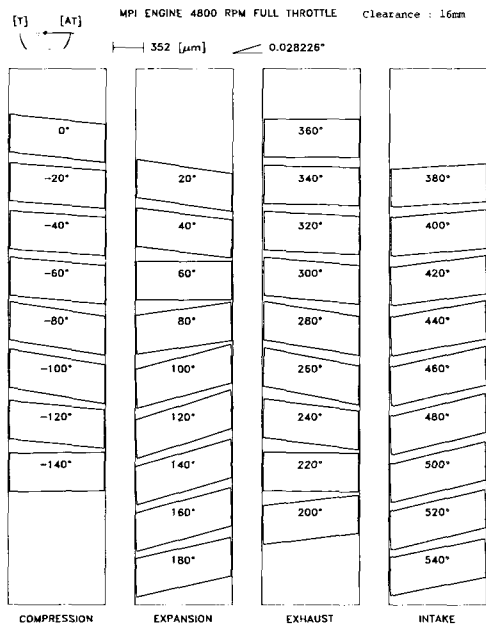


(가)

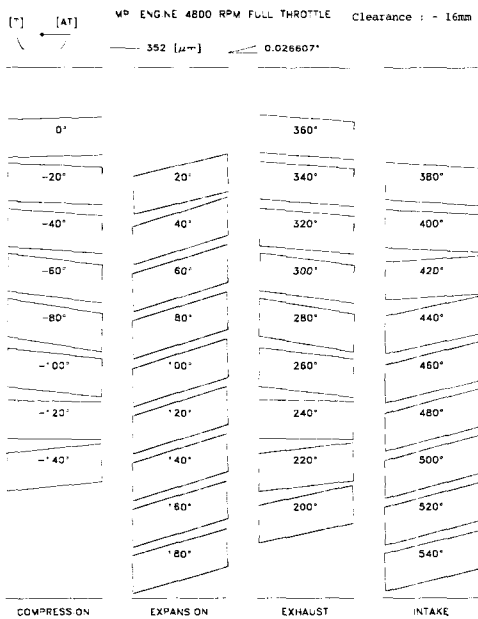


(나)

- (가) 피스톤 상단부의 변위
  - (나) 피스톤 스커트 하단부의 변위
- (그림 12) 핀 읍셋에 따른 가로방향 변위



(가)



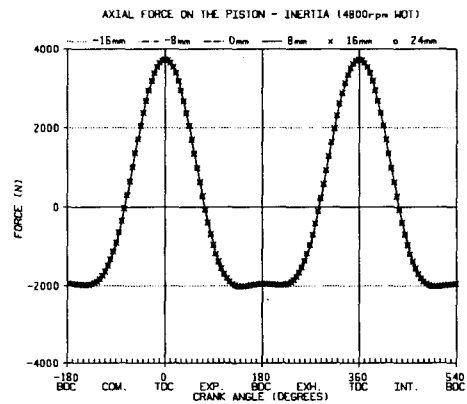
(나)

(가) 1.6 mm, (나) -1.6 mm

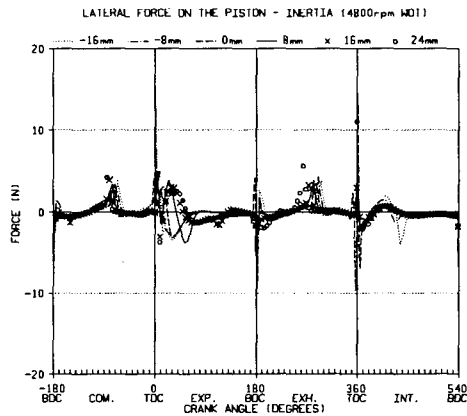
(그림 13) 핀 읍셋에 따른 피스톤의 거동

### 3.2.2 핀 읍셋에 따른 피스톤에 작용하는 힘

피스톤에 작용하는 관성력의 경우 그림 14에서처럼 축방향은 핀 읍셋에 무관하게 동일하다. 이는 엔진속도와 피스톤의 질량이 동일하고 축방향의 운동 역시 동일하기 때문에 얻어진 결과이다. 가로방향은 피스톤이 스리스트 방향과 반 스리스트 방향을 왕복하며 운동하는 양상이 핀 읍셋에 따라 다르기 때문에 서로 다른 값을 갖는다. 그러나 크기에 있어서 서로간의 차이는 그다지 크지 않다.



(가)

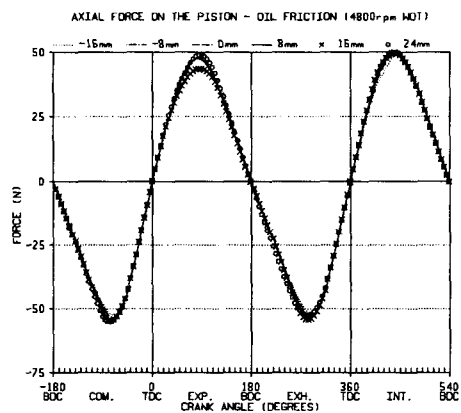


(나)

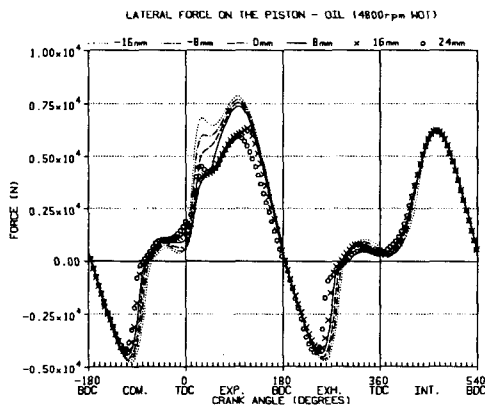
(가) 축방향, (나) 가로방향

(그림 14) 핀 읍셋에 따른 피스톤 관성력

오일에 의해 피스톤에 작용하는 힘은 그림 15와 같다. 가로방향 힘의 경우 1.6mm, 2.4mm 핀 읍셋이 팽창행정에서 다른 경우에 비해 작은 값을 나타내고 있다. 이는 그림 12-(나)에서 보여지는 것처럼 이 두 경우가 반 스러스트 방향으로 변위가 적게 나타남으로써 피스톤과 실린더 사이의 간극이 충분한 여유를 갖게되고 오일압력에 의한 힘을 적게 발생시키기 때문이다. 축방향 힘의 경우 1.6mm 핀 읍셋이 팽창행정에서 다른 경우에 비해 작게 나타나고 있다.



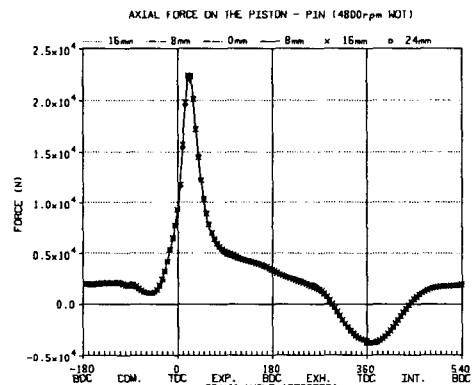
(가)



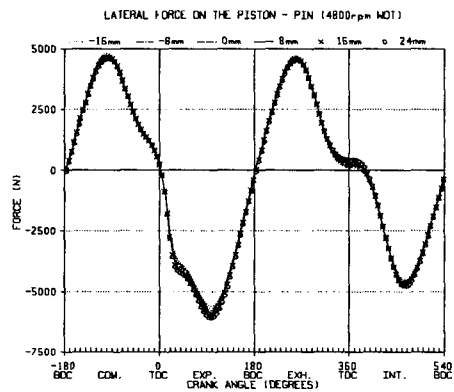
(나)

(가) 축방향, (나) 가로방향  
(그림 15) 핀 읍셋에 따른 오일에 의한 힘

피스톤 핀에 의해 피스톤에 작용하는 힘은 그림 16과 같으며 축방향의 경우는 핀 읍셋에 무관하게 일정하다. 이는 실린더의 연소압력이 동일한 것에 기인한다. 가로방향의 경우는 핀 읍셋에 따라 약간의 차이를 보이고 있다. 압축행정과 배기행정의 경우는 핀 읍셋이 음(-)인 경우가 큰 힘을 작용시키며 팽창행정과 흡기행정의 경우에는 반대로 핀 읍셋이 양(+)인 경우가 큰 힘을 작용시킨다. 서로간에 차이가 나는 곳은 각 행정의 중간부분이며 나머지 구간은 서로 비슷한 크기를 갖는다.



(가)

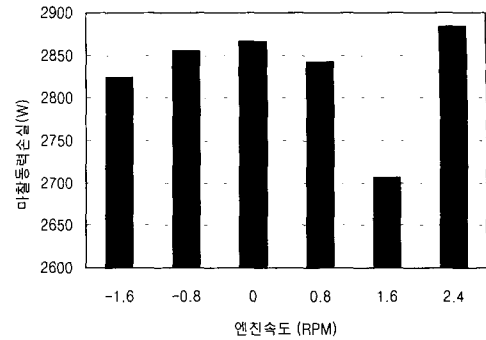


(나)

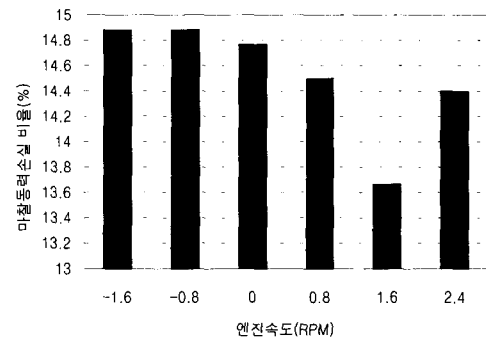
(가) 축방향, (나) 가로방향  
(그림 16) 핀 읍셋에 따른 피스톤 핀에 의해 작용하는 힘

### 3.2.3 핀 읍셋에 따른 마찰동력손실

피스톤의 마찰에 의한 동력손실은 각 행정에서 핀 읍셋에 따라 서로 다른 경향을 보인다. 그림 17-(가)에서 보면 연소가 발생하는 팽창행정에서 핀 읍셋 1.6mm와 2.4mm가 가장 적은 마찰동력손실을 보인다. 압축, 배기, 흡기행정의 경우는 핀 읍셋이 음(-)의 방향으로 갈수록 마찰동력손실 값이 적어지나 팽창행정에서의 마찰동력손실값이 크기 때문에 그림 17-(나)와 같이 전체적인 마찰동력손실의 크기는 크게 나타난다. 핀 읍셋 2.4mm의 경우 팽창행정에서는 작은 값을 보이나 나머지 행정구간에서 큰 값을 보여서 결과적으로 가장 큰 마찰동력손실을 갖게된다. 핀 읍셋 1.6mm의 경우가 가장 작은 마찰동력손실을 보여주고 있는데 그 이유는 그림 12와 같이 피스톤 스커트 하단부의 가로방향 변위가 팽창행정시 다른 경우에 비해 가장 작고 피스톤의 거동이 상대적으로 안정되어있기 때문이다. 전체 엔진동력 대비 마찰동력손실 비율에서도 핀 읍셋 1.6mm가 가장 작은 값을 보이고 있다. 따라서 전부하영역 4800rpm의 운전조건에 대해서는 대해서는 핀 읍셋을 1.6mm로 선정하는 것이 마찰동력손실을 줄이는 데 효과적이다.

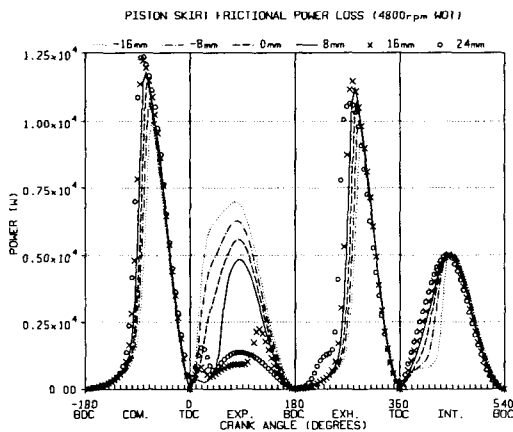


(나)



(다)

(그림 17) 핀 읍셋에 마찰동력손실  
(가) 크랭크 각도에 따른 변화,  
(나) 마찰동력손실량,  
(다) 엔진동력 대비 마찰동력손실 비율



(가)

### 3. 결론

피스톤 해석소프트웨어인 PISDYN을 이용하여 직렬 4기통 가솔린 엔진의 피스톤 어셈블리의 2차 운동을 엔진속도와 핀 읍셋을 변화시켜가며 시뮬레이션 하였으며 이를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

피스톤은 연소가 발생하기 전인 압축행정에서는 반 스러스트 방향으로 기울어져 있다가 연소 발생 후 스러스트 방향으로 기울어지며 엔진속도가 증가할수록 그 양은 증가한다. 엔진속도가 증가함에 따라

서 피스톤의 축방향 관성력, 오일에 의한 축방향, 가로방향 힘, 피스톤 핀에 의한 가로방향 힘이 함께 증가한다. 또한 피스톤의 마찰동력손실이 엔진의 속도가 증가함에 따라서 크기뿐만 아니라 전체 엔진동력 대비 마찰동력손실 비율이 증가하게 된다.

전부하영역 4800rpm의 운전조건에 대해서 피스톤 핀의 읍셋이 양(+)인 경우가 음(-)인 경우보다 팽창행정 시 반 스러스트 방향에서 스러스트 방향으로 기울어지는 것이 더디게 일어난다. 팽창행정에서 피스톤 스킨트의 가로방향 변위는 핀 읍셋 1.6mm의 경우가 가장 작으며 이것은 동력마찰손실이 가장 작게 일어나는 결과를 보여준다.

### 참 고 문 헌

1. Haddad S. D. and Howard D. A., "Analysis of Piston Slap-Induced Noise and Assesment of Some Methods of Control in Diesel Engines," *SAE Technical Paper No. 800517*, 1980
2. Li D. F., Rohde S. M. and Ezzat H. A., "An Automotive Piston Lubrication Model," *ASLE Transaction*, Vol. 26, 1982, pp. 151-160
3. Oh K. P., Li C. H. and Goenka P. K., "Elastohydrodynamic Lubrication of Piston Skirts," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 109, 1987, pp. 356-362
4. Dursunkaya Z., Keribar R. and Ganapathy V., "A Model of Piston Secondary Motion and Elastohydrodynamic Skirt Lubrication," *ASME-ESTC Conference*, 1993
5. Keribar R. and Dursunkaya Z., "A Comprehensive Model of Piston Skirt Lubrication," *SAE Technical Paper No. 920483*, 1992
6. Keribar R., Dursunkaya Z. and Ganapathy V., "An Integrated Design Analysis Methodology to Address Piston Tribological Issues," *SAE Technical Paper No. 930793*, 1993
7. PISDYN User's Manual Version 2.7, Ricardo Inc., 2000