

## 박폭 저장력 피스톤 링 팩에 대한 마찰저감 연구

전상명<sup>†</sup>

호서대학교 자동차공학과

### A Study on Friction Reduction Related with the Piston Ring Pack with Thinner Width Ring and Lower Tension Ring

Sang Myung Chun<sup>†</sup>

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University, Asan, Korea

(Received July 24, 2009; Revised August 31, 2009; Accepted September 7, 2009)

**Abstract** – To satisfy the more severe emission regulation and the demand of higher fuel economy in near future, the combustion pressure and power output of engines is going to be higher. In order to get the reduction of engine emission and the higher power, it is needed the reduction of the tension and width of ring pack. The lower tension ring and the manufacturing technology of cast iron thinner width ring can bring the friction reduction between the ring and liner during engine running. Therfore, the fuel economy can be achieved. Thereafter the engine emission can be reduced. In this study, by using a developed basic computer program that predicts the inter-ring pressure, the motion of ring and the inter-ring pressure through a crevice volume model between adjacent rings, and the oil film thickness and the friction computed by lubrication theories, it is to be examined the effect of friction reduction from piston ring pack equipped with thinner width ring and lower tension ring.

**Key words** – piston ring(피스톤 링), friction reduction(마찰저감), thinner width ring(박폭 링), lower tension ring(저장력 링)

#### 1. 서 론

배기ガス 규제 강화와 고연비화 추세로 엔진의 출력 및 폭발압이 점차 높아지고 있으며, 이러한 배기ガ스 저감과 엔진의 고출력화를 달성하기 위하여 피스톤 링 팩의 저장력화 및 박폭화가 요구되는 상황이다. 피스톤 링의 저장력화 및 주철재 박육 제조기술은 엔진 작동 중에 링과 라이너 사이의 마찰을 저감하여 연비의 향상을 이를 수 있고, 이로부터 배기ガ스도 줄일 수 있다.

피스톤 링 결합체의 윤활상태[1-7]는 링의 단면 형상, 피스톤의 운동 및 피스톤 링 사이의 압력 변동 등에 따라 유체윤활상태와 경계윤활 상태가 번갈아 나타난다.

유체윤활 및 경계윤활을 모두 고려한 혼합윤활 상태에서의 피스톤 링 결합체의 윤활상태를 예측하기 위한

프로그램이 본 저자에 의해 개발되었다[1]. 본 프로그램을 사용하여 피스톤 링 결합체 내의 압력분포, 가스흐름, 링 흄 내에서의 링의 운동, 오일 유막 두께 그리고 마찰력을 예측할 수 있다.

본 연구에서는 본 저자가 기 개발한 링과 링사이의 압력과 링의 축방향 운동과 링들 사이의 틈새흐름모델을 이용하여 계산된 링간 압력과 윤활이론에 의해 계산된 유막 두께와 마찰력을 예측하는 컴퓨터 프로그램 [1-2]을 사용하여 박폭 저장력 피스톤 링 팩에 대한 마찰저감 효과를 연구하고자 한다.

#### 2. 이 론

##### 2-1. 틈새 흐름(crevice flow) 모델

본 모델은 링과 링 사이에 존재하는 모든 제어체적

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : smchun@hoseo.edu

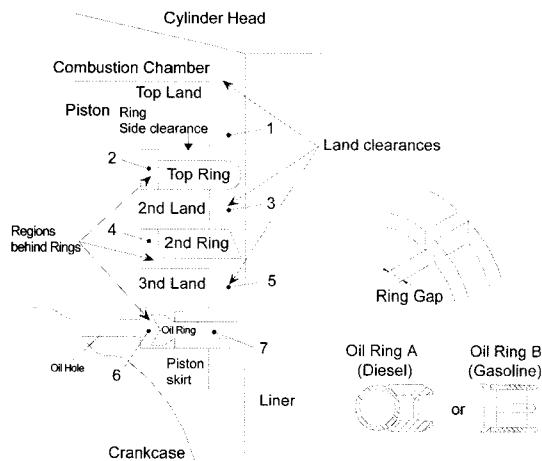


Fig. 1. Schematic diagram of piston-cylinder-ring pack.

내에서의 압력을 구하기 위한 모델[3]로서 내용은 다음과 같다.

Fig. 1은 두 개의 압축링과 한 개의 오일링을 갖는 피스톤-링 결합체의 구조이다. 여기에서 구간 1-7은 제어되는 각 구역의 틈새체적(crevice volume)을 나타낸다. 서로 이웃하는 두 구간은 항상 링 간극(end gap)에 의해 연결되며, 피스톤 링 홈에서의 링의 위치에 따라 링 측면 간극(side clearance)을 통해 연결될 수도 있다. 예를 들면 첫 번째 압축링이 링 홈 밑면에 위치할 경우 구간 1과 2사이의 가스의 유동은 링 측면 간극을 통해 이루어지며, 구간 2와 3사이의 유동은 링 간극을 통해 서만 이루어진다. 또한 링에 작용하는 힘의 방향이 바뀌어 링이 바닥 면에서 뜨게 되면, 링이 링 홈 윗면으로 이동할 때까지 구간 1-2 및 구간 2-3은 링의 측면 간극을 통해 연결된다. 따라서 각 구간에서의 압력분포를 알기 위해서는 각 구간을 통한 유동방정식 외에 피스톤링의 움직임까지 고려해 주어야 한다.

### 2.1.1. 피스톤링 운동모델

링에 작용하는 힘은 Fig. 2와 같다. 압력에 의한 힘  $F_p$ , 윤활 마찰에 의한 힘  $F_f$ , 관성에 의한 힘  $F_i$ , 오일의 압축에 의한 수직방향 힘  $F_s$  그리고 Fig. 2에는 표기되어 있지 않으나 경계윤활일 겨우에는 링 앞면에 작용하는 반경방향 돌기접촉력에 의한 마찰력  $F_{f,usp}$ 이 추가된다. 각 힘은 아랫방향을 양의 값으로 정했다. 따라서 링의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다[1-5].

$$M_r \frac{d^2 h}{dt^2} = F_p + F_f + F_i + F_s + F_{f,usp} \quad (1)$$

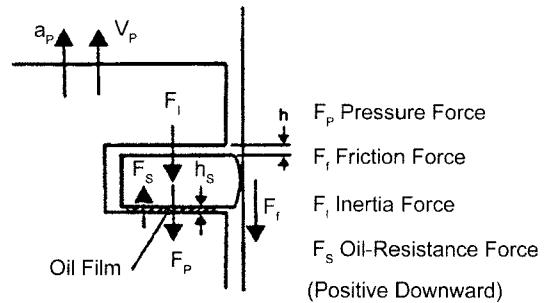


Fig. 2. Schematic of forces acting on a ring at the early stage of compression.

여기서,  $M_r$ 은 링의 질량이며,  $h$ 는 링 윗면과 링 홈 사이의 간격이고,  $t$ 는 시간이다.

### 2.1.2 가스유동 방정식

가스의 유통상태를 층류로 가정하면 구간 1에서의 압력은 연소실 압력과 차이 거리 보이지 않으므로 연소실 압력과 같다고 가정했으며, 각 구간에서의 압력은 구간 내에서 일정하다고 보았다. 또한 가스의 화학적 구성은 모든 구간에서 같다고 가정했다. 각 구간을 통한 유동을 등온과정으로 보면 구간 2, 3, 4, 5, 6, 7에서의 연속방정식은 각각 다음과 같이 된다[1-2].

$$\frac{m_{02} dP_2}{P_{02} dt} = \dot{m}_{12} - \dot{m}_{23} \quad (2)$$

$$\frac{m_{03} dP_3}{P_{03} dt} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{23} - \dot{m}_{34} - \dot{m}_{35} \quad (3)$$

$$\frac{m_{04} dP_4}{P_{04} dt} = \dot{m}_{34} - \dot{m}_{45} \quad (4)$$

$$\frac{m_{05} dP_5}{P_{05} dt} = \dot{m}_{35} + \dot{m}_{45} - \dot{m}_{56} - \dot{m}_{57} \quad (5)$$

$$\frac{m_{06} dP_6}{P_{06} dt} = \dot{m}_{56} + \dot{m}_{76} - \dot{m}_{6c_i} - \dot{m}_{6c_l} \quad (6)$$

$$\frac{m_{07} dP_7}{P_{07} dt} = \dot{m}_{57} - \dot{m}_{76} - \dot{m}_{7c_i} \quad (7)$$

여기서  $m_{oi}$ ,  $i=2, 3, 4, 5, 6, 7$ 은  $i$  구간에서의 초기질량(초기압력과 벽 온도에 의해 구함)을 의미한다. 또한  $\dot{m}_y$ 는 링 간극이나 링 측면 간극을 통한 유량이다. 또한  $P_i$ ,  $i=2, 3, 4, 5, 6, 7$ 은  $i$  구간에서의 압력을 나타내며,  $P_{oi}$ ,  $i=2, 3, 4, 5, 6, 7$ 은  $i$  구간에서의 초기 압력(흡입과정 끝에서의 압력)이다.

Fig. 1에 도시된 바와 같이, 아래첨자 1은 톱랜드 틈새체적, 2는 톱링 뒤의 체적, 3은 두번째 랜드 틈새체적, 4는 두번째 링 뒤의 체적, 5는 세번째 랜드의 틈새체적, 6은 오일링 뒤쪽의 체적 그리고 7은 두 오일링 레일 사이의 빈 공간 체적이다. 한편 아래첨자  $c_1$ 과  $c_2$ 는 각각 피스톤 스커트 간극을 따라 크랭크케이스에 이르는 경로와 오일 드레이인 홀을 통해 크랭크케이스에 이른는 경로를 표시한다.

링 간극을 통한 유량은 다음과 같은 오리피스 유량식으로부터 구한다.

$$\dot{m} = C_d \rho A_g c \eta \quad (8)$$

여기서  $C_d$ 는 유량계수[6]이며,  $A_g$ 는 링 간극 면적,  $\rho$ 는 가스 밀도,  $c$ 는 음속 그리고  $\eta$ 는 압축성을 나타내는 인자(compressibility factor)로 다음과 같다.

한편 블로우바이 가스량  $\dot{m}_b$ 는 다음과 같다.

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{c_1} + \dot{m}_{c_2} + \dot{m}_{c_3} \quad (9)$$

### 2.1.3 계산방법

위에서 두 개의 압축링에 대한 운동방정식과 링 사이의 압력분포에 관한 세 개의 식을 얻었다. 위의 5개의 식은 질량유량식과 링에 작용하는 힘에 대한 관계식과 어우러져 오일리 적분방법으로 풀 수 있다. 위의 계산을 위한 입력 값으로는 크랭크 각에 따른 연소실 내의 압력분포, 상세한 엔진치수 그리고 운전조건 등이다.

또한 본 계산에서는 가스와 오일의 점성계수를 다음과 같이 계산했다.

$$\mu_{gas} = 3.3 \times 10^7 x T^{0.7} (Pa \cdot s) \quad (10a)$$

$$\mu_{oil} = \exp(1036/(T-178)-9.84) (Pa \cdot s) \quad (10b)$$

위의 두 식에서 온도  $T$ 의 단위는 캘빈(Kelvin)이다.

## 2-2. 유막두께 및 마찰력 계산

본 계산에서는 기본적으로 유체윤활 및 경계윤활을 모두 고려한 혼합윤활 상태에 대해서 계산했다. 링은 축 방향으로만 운동하며 반경방향으로의 치우침은 없고 링의 모든 외경을 통하여 유막두께는 일정하다고 가정했다.

### 2.2.1 지배방정식

피스톤 링의 유체윤활을 지배하는 레이놀즈 식은 접

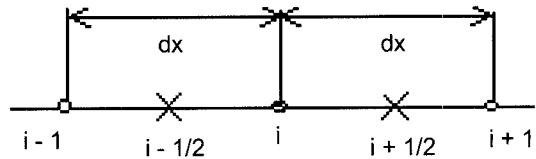


Fig. 3. Grid system.

성계수가 일정하다고 가정하면 직교좌표계에서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = -6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (11)$$

여기서  $x$ 좌표는 피스톤의 축방향이다.  $t$ 는 시간이며  $h$ 는 피스톤 링과 실린더 벽 사이의 유막두께이고,  $P$ 는 압력,  $\mu$ 는 절대점도이고,  $U$ 는 피스톤 속도로 다음과 같다.

$$U = \frac{\pi R_c N}{30} \left( \sin \beta + \frac{R_c \sin 2\beta}{2L} \right)$$

여기서  $R_c$ 는 크랭크 반경,  $N(rpm)$ 은 엔진 회전수,  $\beta$ 는 크랭크 각,  $L$ 은 커넥팅로드 길이이다.

### 2.2.2 수치해석 과정

위 레이놀즈 식을 유한차분법을 써서 풀었다[7]. Fig. 3의 격자계에 대해서 각각의 미분항에 대한 차분화는 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = \frac{h_{i+1/2}^3 (P_{i+1} - P_i) - h_{i-1/2}^3 (P_i - P_{i-1})}{\Delta x^2}$$

$$6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} = 6\mu U \frac{h_{i+1/2} - h_{i-1/2}}{\Delta x}$$

$$12\mu \frac{\partial h}{\partial t} = 12\mu \frac{t' - t^{-1}}{\Delta t}$$

위의 각항을 종합하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$a_i P_i = b_i P_{i+1/2} + c_i P_{i-1} + d_i \quad (12)$$

여기서

$$a_i = \frac{h_{i+1/2}^3}{\Delta x^2} + \frac{h_{i-1/2}^3}{\Delta x^2} \quad (13a)$$

$$b_i = \frac{h_{i+1/2}}{\Delta x^2} \quad (13b)$$

$$c_i = \frac{h_{i-1/2}^3}{\Delta x^2} \quad (13c)$$

$$d_i = -6\mu U \frac{h_{i+1/2}^3 - h_{i-1/2}^3}{\Delta x} - 12\mu \frac{h^{i-h}}{\Delta t} \quad (13d)$$

위의 식은 삼각대각선 매트릭스(Tri-Diagonal Matrix)식이 되며 이를 효과적으로 풀기 위해 TDMA방법을 이용했다. 즉, 위의 식을 후 치환(Back-Substitution) 형태로 쓰면 다음과 같다.

$$P_i = A_i P_{i+1} + B_i \quad (14)$$

$$\text{여기서 } A_i = \frac{b_i}{a_i - c_i A_{i-1}}$$

$$B_i = \frac{d_i + c_i B_{i-1}}{a_i - c_i A_{i-1}}$$

즉  $A_i$ ,  $B_i$ 를 먼저 오름차순으로 구해 놓으면 압력의 경계조건을 이용하여 내림차순으로 모든 점에서 압력을 한번에 구할 수 있다.

각각의 크랭크 각에서의 수렴의 지표로 다음을 이용하였다.

$$\left| \frac{P_e - P_g}{P_g} \right| < 10^{-5}$$

$$\text{여기서 } P_e = \frac{\int P dx}{\int dx} \text{ (등가압력),}$$

$$P_g = P_{cyl} + P_{tension}.$$

여기서  $P_{cyl}$ 은 실린더 내압이고  $P_{tension}$ 은 링의 장력에 의한 압력이다.

링 면에서의 압력은 유막두께가 작아질수록 커지므로 위의 수렴조건이 만족되지 않으면 수렴할 때까지 최소유막두께를 변화시키면서 계산이 이루어진다.

임의의 크랭크 각에 대한 유막두께 및 압력의 계산이 끝나면 다음의 식으로부터 마찰력을 구할 수 있다.

$$F_f = \int \left[ \frac{h \partial P}{2 \partial x} + \mu \frac{U}{h} \right] (\pi D_d) dx \quad (15)$$

여기서  $D_d$ 는 실린더 내경이다.

또한 경계윤활일 경우의 돌기접촉에 의한 마찰력  $F_{f,asp}$ 는 다음과 같다[8-9].

$$F_{f,asp} = c_f F_{asp} \quad (16)$$

여기서  $c_f$ 는 마찰계수이고,  $F_{asp}$ 는 링 안면에서의 돌기접촉으로인한 반경방향 접촉력이다. 본 계산에서는  $c_f=0.11$ (링 팩 CASE #1) 과 0.1(링 팩CASE #2&#3)로 일정하다고 보았다. 참고로 유막 두께가  $1.20 \mu\text{m}$  이하이면 경계윤활 상태로 보았다.

위의 계산은 미리 계산된 압력 값을 이용해서 링 결합체의 모든 링에 대해서 수행되어야 한다.

### 2.2.3 경계조건 및 초기조건

TDMA에 의한 압력의 계산에서 경계조건으로 링의 양쪽 끝단에서의 압력 값을 필요로 한다. 이는 톰새 흐름 모델에서 구한 링과 링 사이에서의 압력을 쓸 수 있는데 오일이 링으로 흘러들어가는 입구 쪽에서는 문제가 없지만 출구 쪽에서는 공동현상(cavitation) 때문에 링의 끝 단을 경계 값으로 대체할 수 없게 된다. 즉 끝 단의 형상이 급격하게 줄어드는 경우는 끝 단 안쪽의 프로파일이 급격히 줄어들기 시작하는 부분에서 경계 값을 적용하였다. 따라서 본 계산에서는 출구 쪽의 경계 위치를 Fig. 4와 같이 기하학적인 형상을 고려하여 주었다. 또한 본 계산은 비정상 문제이므로 계산 초기 단계에서 이전의 유막 두께를 알아야 한다. 그러나 이 값은 알 수가 없다. 따라서 초기 계산은 압착(squeeze)항인  $12 \mu(\text{h}/t)$ 을 0으로 가정하였다. 그 다음 시간 단계부터는 이전에 구한 유막두께를 이용하여 계산을 수행해 나간다.

### 2-3. 프로그램 구성

피스톤 링 결합체에서의 마찰력을 구하기 위해서는 링과 실린더 라이너 사이의 유체유동을 지배하는 레이놀즈 식을 풀어야 하며 이를 위해서는 각각의 링에 대

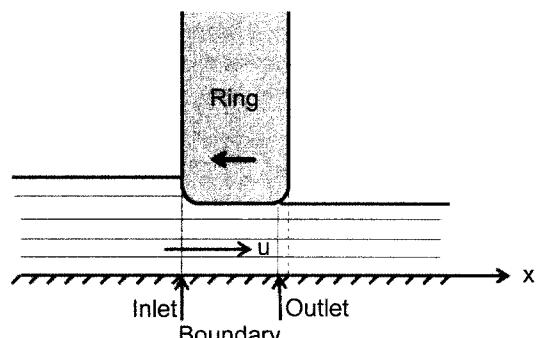


Fig. 4. Boundary area of a ring.

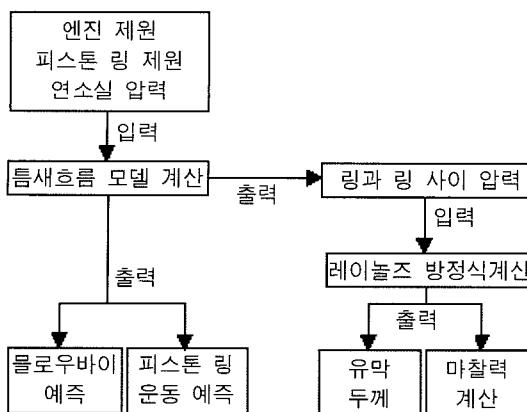


Fig. 5. Piston ring friction analysis procedure.

한 압력의 경계조건이 필요해진다. 링과 링 사이의 압력을 계산에 의해 구할 수 있는 방법은 몇 가지가 있지만 본 계산에서는 문헌[4]의 틈새 흐름 모델을 이용했다. 틈새 흐름 모델을 써서 압력분포를 구할 경우 얻어지는 부수적인 결과로는 브로우바이 가스량과 흠 내에서의 링의 운동 상태이다. 또한 레이놀즈 식을 풀면 링의 윤활상태 및 유막두께, 마찰력의 계산이 가능해진다. 전체적인 계산절차는 Fig. 5을 참조하기 바란다.

### 3. 결과 및 고찰

본 계산에 사용된 엔진의 규격은 Table 1과 같다. 도한 각 피스톤 링 팩 종류별 주요치수는 Table 2와 같고 Table 3에는 각 링 사이의 틈새체적(crevice volume)이 링 팩 종류별로 주어져 있다. Table 2에 주어진 모든 치수들은 열팽창을 고려하지 않은 조립상태에서의 치수들이다. 실제 운전상태에서 이들 치수는 약간의 변동이 있으므로, 이를 고려하지 않을 시, 어느 정도의 오차는 불가피하다. 여기서 링의 박폭화는 톱링과 두번째링은 1.0 mm까지, 오일링은 2.0 mm까지

Table 1. Engine specification

Items	Specification
Fuel	Gasoline
Engine Type	L-4, DOHC
Displacement(L)	1.5
Bore diameter(mm)	76.5
Stroke(mm)	81.5
Connecting rod length(mm)	130
Compression ratio	9.5

Table 2. Comparison among piston ring pack types

Ring Pack Type → Ring Type, Specification ↓	Ring Pack #1	Ring Pack #2	Ring Pack #3	
Top Ring	Width(mm)	1.5	1.2	1.0
	Thickness(mm)	3.25	2.5	2.0
	End Gap(mm)	0.38	0.3	0.25
	Tension F(N)	12.5	10.7	8.9
2nd Ring	Width(mm)	1.5	1.2	1.0
	Thickness(mm)	3.25	2.5	2.0
	End Gap(mm)	0.38	0.3	0.25
	Tension F(N)	8.0	6.9	5.7
Oil Ring	Width(mm)	2.92	2.0	2.0
	- One Rail	(0.51)	(0.5)	(0.5)
	Thickness(mm)	2.9	2.2	2.0
	End Gap(mm)	0.46	0.4	0.35
	Tension F(N)	19.6	16.8	14.0

Table 3. Comparison among crevice volumes

Volume ( $\times 10^{-9} \text{ m}^3$ )	Ring Pack #1	Ring Pack #2	Ring Pack #3
Volume 2 (Top groove ID, mm) (Top ring ID, mm)	204.52	168.47	190.80
	(68.8)	(70.3)	(70.9)
	(71.2)	(72.7)	(73.7)
Volume 3	477.52	477.52	477.52
Volume 4 (2nd groove ID, mm) (2nd ring ID, mm)	204.52	168.47	190.80
	(68.8)	(70.3)	(70.9)
	(71.2)	(72.7)	(73.7)
Volume 5	489.81	489.81	489.81
Volume 6 (Oil groove ID, mm) (Oil ring ID, mm)	1106.78	784.85	882.67
	(67.4)	(68.8)	(68.8)
	(74.0)	(75.4)	(76.4)
Volume 7	992.81	347.13	302.21

실행하였으며, 링의 저장력화는 톱링은 8.7 N, 두번째 링은 5.7 N 그리고 오일링은 14 N까지 실행하였다.

Table 3에서 볼 수 있듯이, 틈새체적 3과 5는 세가지 링 팩 종류에서 모두 같은 유지했으며, 틈새체적 2와 4와 6은 링 그루브의 내경과 링의 내경 사이의 간격을 일정하게 유지하도록 조절하고자 했으나, 링 팩 CASE #3의 경우는 간격을 약간 더 늘려서 틈새체적 내 압력을 낮추어 링을 미는 압력력을 줄였다. 이로부터 링 마찰력을 좀 더 줄일 수 있었다.

#### 3-1. 링과 링 사이의 압력

링과 링 사이의 압력 분포는 링 흠 내에서 링의 운

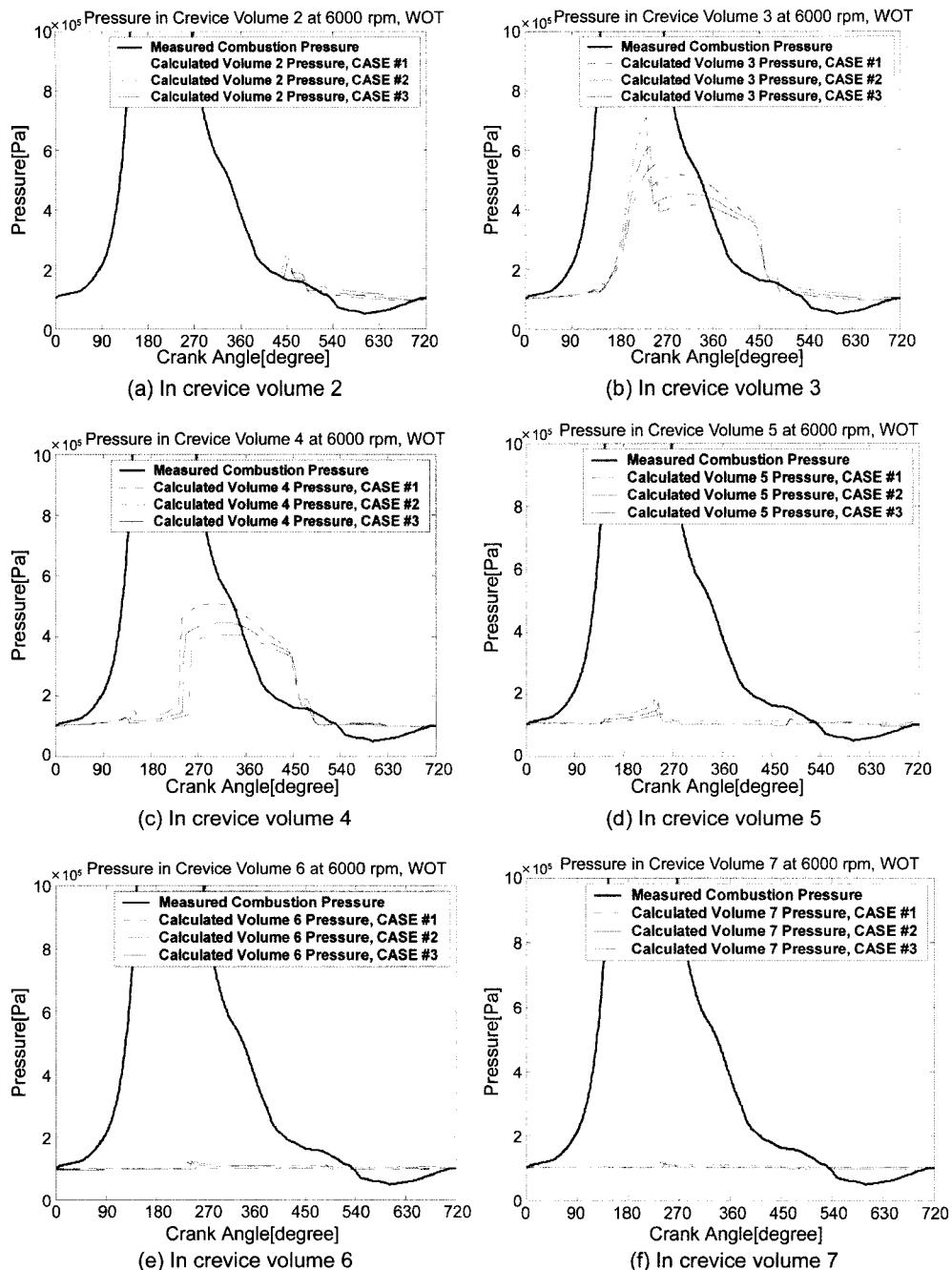


Fig. 6. Comparison with the calculated pressure in each crevice volume for each case of ring packs.

동 상태와 밀접한 관계를 유지하며 엔진 회전수에 따라 다른 양상을 보인다. 보통 크랭크 각에 따른 압력 분포는 실린더 내압인 구간 1의 압력과 구간 2의 압력은 유사하며, 3과 4도 유사한 경향을 유지하고, 또한 5와 6과 7이 유사한 압력을 나타낸다.

각 링 팩 종류에 대한 링과 링사이의 틈새체적내의 압력들은 가장 가혹한 조건인 6000 rpm 전부하상태에 대해서 Fig. 6(a)~(f)에 도시되어 있다. 특히, Fig. 6(a)와 6(c)와 6(e)는 링을 바깥으로 미는 힘과 관계되며, Fig. 6(d)와 6(f)와 6(g)는 링의 수직방향 운동에 관계

된다. 각 틈새체적에서의 압력은 링 팩 종류별로 경향은 유사하나 압력의 크기는 CASE #1이 가장 크게 나타났으며 CASE #3가 가장 적게 나타났다.

연소압력을 그대로 받는 틈새체적 1과 틈새체적 2는 유사한 압력을 유지하고 있으나 배기행정 중반 이후부터 흡입행정 기간에서는 틈새체적 2가 압력이 높게 나타나고 있다. 이는 압축행정 초기부터 연소행정 직후까지 형성되는 고압부근에서는 톱 링이 그루브 아래쪽에 붙어있어 틈새체적 2의 압력은 연소압력과 거의 같다. 그 후 배기 및 흡기행정에서는 압력이 역전되어 톱 링이 위쪽으로 붙는 현상이 나타난다. 두 압축링 사이의 압력인 틈새체적 3의 압력은 폭발 초기 단계에서 급증하는 것을 알 수 있다. 틈새체적 4에서는 압축행정 말미에서 약간 증가하는 것이 나타났으며 폭발 뒤에는 증가하여 틈새체적 3의 압력과 유사하게 나타났다. 틈새체적 5에서는 압축행정 말미에서부터 폭발행정 초기까지 약간 증가하는 것이 나타났다. 틈새체적 6에서는 폭발이 끝난 후 약간 증가하여 계속 유지되었다. 틈새체적 7에서는 대기압수준에서 증가 없이 거의 일정한 값을 나타내고 있다.

### 3-2. 각 링에 작용하는 힘

Fig. 7~Fig. 10은 각 링 팩 종류별로 6000 rpm에서 톱링에 작용하는 압력력, 마찰력, 관성력 등의 힘들을 나타내었는데, 특히 압력력은 위와 아래에서 작용하는 힘의 합성력을 나타낸다. 그림에 나타난 양의 값은 아래쪽방향 힘이며, 음의 값은 위쪽방향 힘을 나타낸다. 압축 및 팽창 행정 전반에 걸쳐 압력에 의한 힘이 가장 크며, 마찰에 의한 힘은 폭발 직후에 음의 방

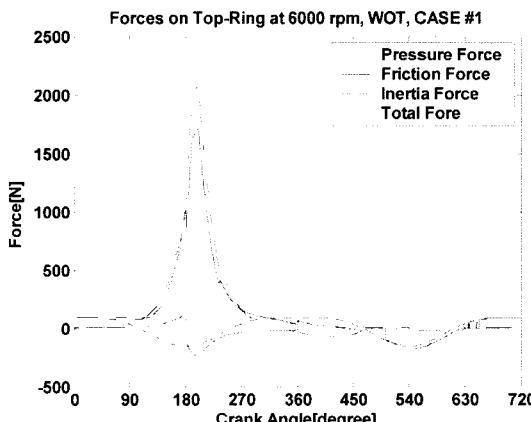


Fig. 7. Forces on top ring, 6000 rpm WOT, case #1.

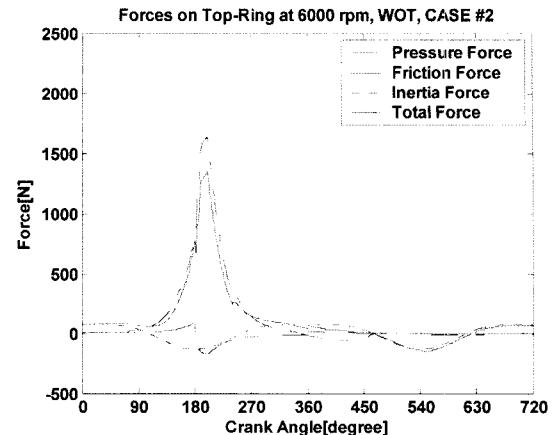


Fig. 8. Forces on top ring, 6000 rpm WOT, case #2.

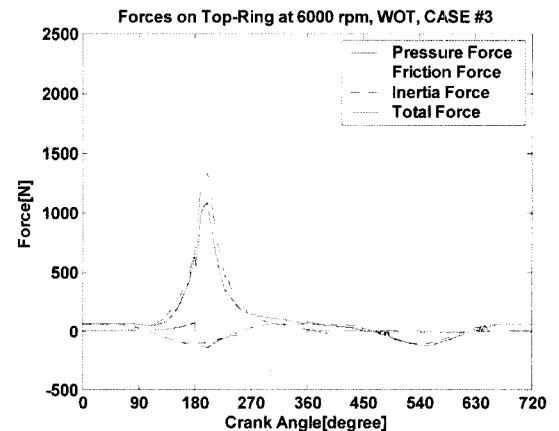


Fig. 9. Forces on top ring, 6000 rpm WOT, case #3.

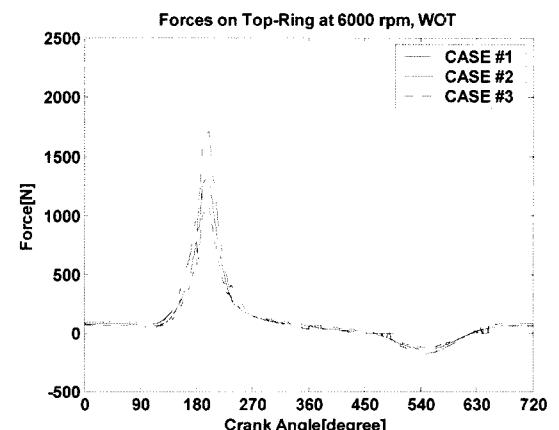


Fig. 10. Total forces on top ring for each ring pack case, 6000 rpm WOT.

향으로 크게 나타났다. 그리고 관성력의 영향은 연소압력의 영향이 적은 배기 및 흡기 행정에서 크게 나타

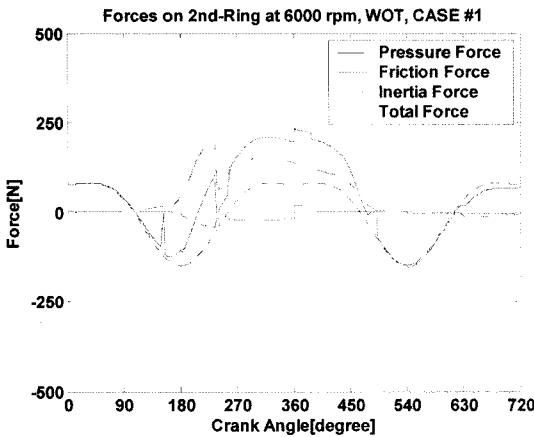


Fig. 11. Forces on second ring, 6000 rpm WOT, case #1.

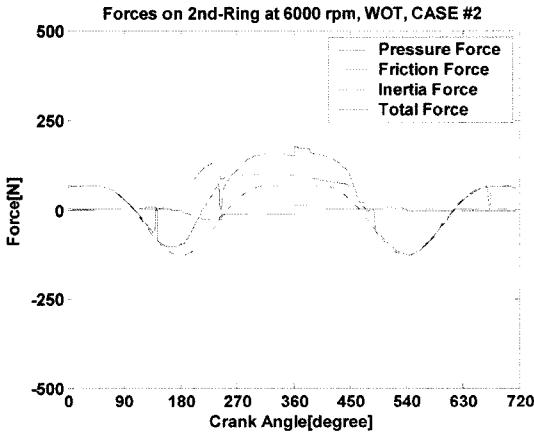


Fig. 12. Forces on second ring, 6000 rpm WOT, case #2.

나고 있다. 링에 작용하는 전체 합성력에 따라 링의 이동 방향이 결정되며, 결국 반대방향으로 작용하는 마찰력의 크기와 비례한다. 톱 링에 미치는 전체 합성력은 링 팩 CASE #1에서 제일 크게 나타났고, CASE #3에서 가장 낮게 나타내고 있다.

Fig. 11~Fig. 14은 각 링 팩 종류별로 6000 rpm에서 두번쩨 링에 작용하는 압력력, 마찰력, 관성력 등의 힘들을 나타내었는데, 연소 행정에서는 실린더 내압의 영향이 살아있어 압력에 의한 힘이 비교적 크게 나타났으며, 음의 방향 관성력의 크기도 압력력과 그 크기가 비슷하게 커서 압력력을 상쇄하는 결과가 나타났다. 마찰에 의한 힘은 폭발 직후에 음의 방향으로 약간 증가하는 정도였다. 그리고 엔진 회전수로 인한 피스톤 속도와 관련된 링 관성력의 영향은 역시 연소압력의 영향이 적은 배기 및 흡기 행정에서 크게 나타나고 있다. 두번쩨 링에 미치는 전체 합성력도 링 팩 CASE #1

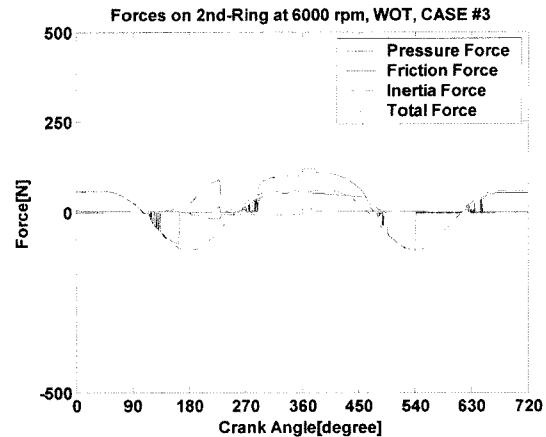


Fig. 13. Forces on second ring, 6000 rpm WOT, case #3.

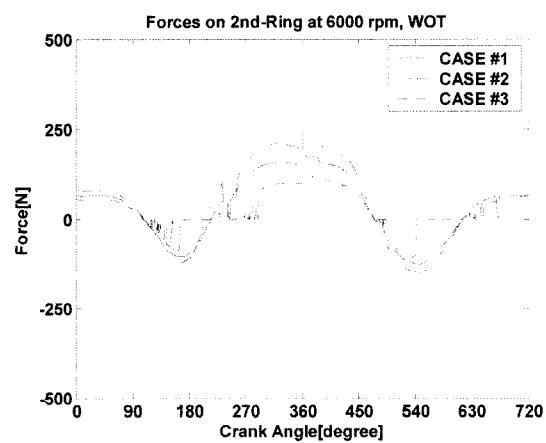


Fig. 14. Total forces on second ring for each ring pack case, 6000 rpm WOT.

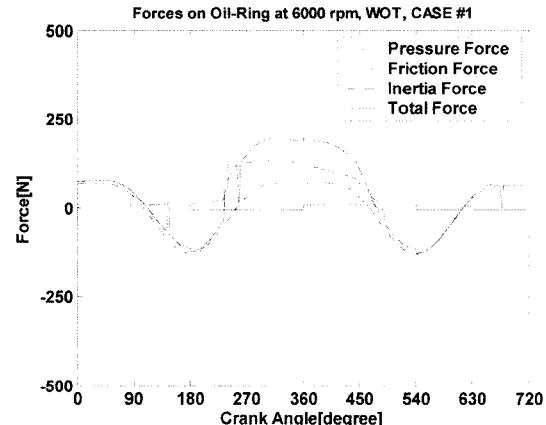


Fig. 15. Forces on oil ring, 6000 rpm WOT, case #1.

에서 제일 크게 나타났고, CASE #3에서 가장 낮게 나타나고 있다.

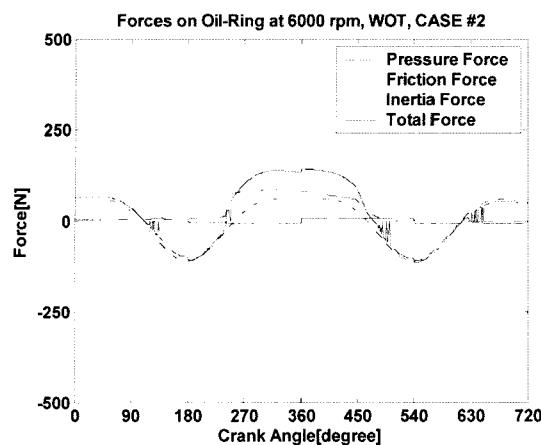


Fig. 16. Forces on oil ring, 6000 rpm WOT, case #2.

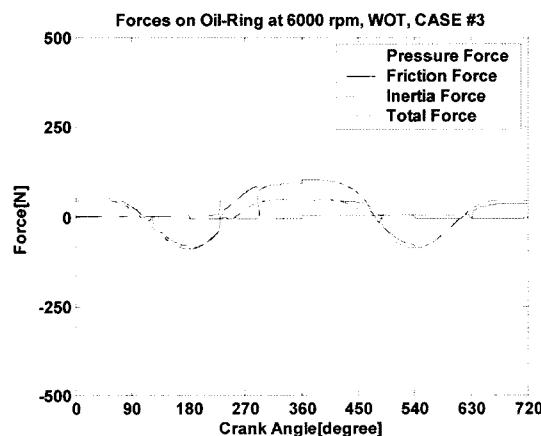


Fig. 17. Forces on oil ring, 6000 rpm WOT, case #3.

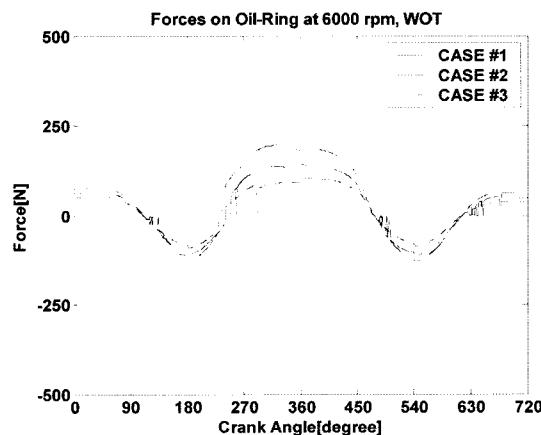


Fig. 18. Total forces on oil ring for each ring pack case, 6000 rpm WOT.

Fig. 15~Fig. 18은 각 링 팩 종류별로 6000 rpm에 서 오일링에 작용하는 압력력, 마찰력, 관성력 등의 힘

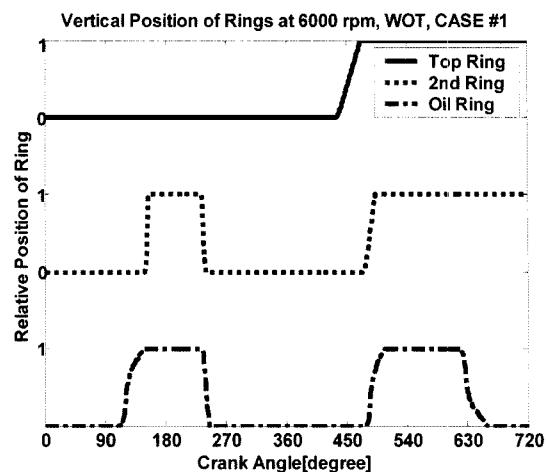


Fig. 19. Ring axial motion at 6000 rpm, WOT, CASE #1.

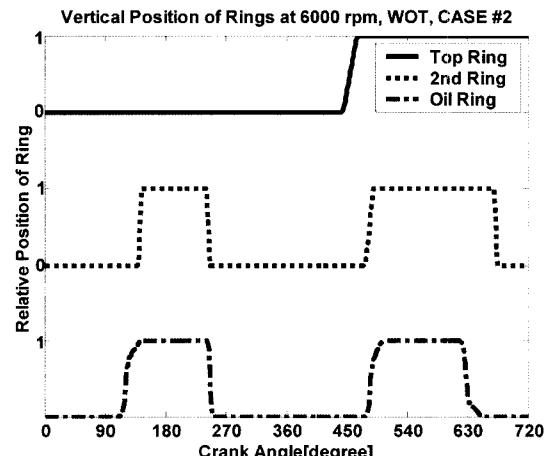


Fig. 20. Ring axial motion at 6000 rpm, WOT, CASE #2.

들을 나타내었는데, 연소 행정 중간 이후부터 압력에 의한 힘이 증가했으며 관성력도 양의 방향으로 함께 증가하여 링에 작용하는 힘이 배가되었다. 마찰에 의한 힘은 폭발 직후에 음의 방향으로 미세하게 증가함을 나타냈다. 그리고 관성력의 영향은 역시 연소압력의 영향이 적은 배기 및 흡기 행정에서 크게 나타나고 있다. 오일링에 미치는 전체 합성력도 링 팩 CASE #1에서 제일 크게 나타났고, CASE #3에서 가장 낮게 나타내고 있다.

### 3-3. 링의 수직방향 운동

Fig. 19에서 Fig. 21에는 링의 수직방향 운동을 도시하고 있으며, 링 홈 내에서의 각 링의 상대 위치를 나타낸다. 여기서 0은 링이 링 홈 면의 바닥 면에 위

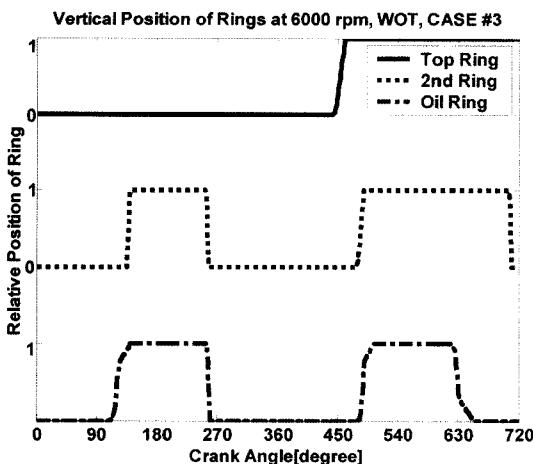


Fig. 21. Ring axial motion at 6000 rpm, WOT, CASE #3.

치하고 있음을 의미하며 1은 링 홈의 윗면에 위치함을 의미한다. 세가지 링 팩 종류에 대해 링의 수직방향 운동에 조금씩 차이는 있으나 유사하게 나타나며, 첫 번째 압축 링은 압축과정에서는 링 홈 아랫면에 위치 하나 압축이 끝나갈 무렵부터 링 홈 윗면으로 움직이고 있으며 배기과정 중반(약 450도)에서 위로 이동하고 흡입과정 말미에 하향하고 있음을 알 수 있다. 두 번째 압축링은 압축과정 중반 이후 상승하여 연소과정 중반에 다시 하향 이동한다. 그 후 배기과정 중반 이후부터 다시 상승하여 흡입과정 말기에서 하강한다. 또한 오일링은 압축과정 중반 이후 상승하여 연소과정 중반 전에 다시 하향 이동한다. 그 후 배기과정 중반 이후부터 다시 상승하여 흡입과정 중반에서 하강한다. 이러한 움직임은 링에 작용하는 여러가지 힘들의 조합과 밀접한 관계를 맺고 있다. 즉 링에 작용하는 힘의 방향이 바뀌면 링의 위치가 변하며 변화하는 초기단계에서 압력변화와 비교하여 링의 움직임이 지연되는 것은 링의 마찰력과 링의 관성력 및 오일의 압축에 의한 저항력의 조화 때문이다.

#### 3-4. 마찰력

Fig. 22~Fig. 25은 링 팩 종류별로 6000 rpm에서 각 링에서의 마찰력을 확대하여 비교한 것이다. 톱링은 압축행정 말기 및 폭발 직후의 TDC 근처에서 경계마찰에 의해 마찰력이 상당히 크게 나타났고, 가장 큰 마찰력은 폭발직 후에 나타났다. 폭발 직후에는 두 번째 링에서도 상당한 마찰력이 발생한다. 오일링의 마찰력은 크지는 않으나 각 TDC 및 BDC를 기준으로 주기적으로 나타나고 있다. 링 전체의 마찰력은 링 팩

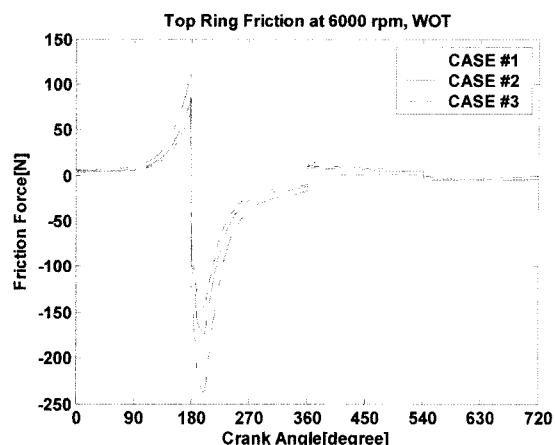


Fig. 22. Top ring friction force for each ring pack case, 6000 rpm WOT.

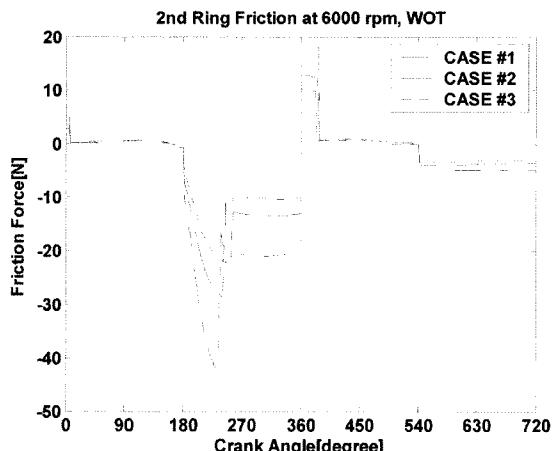


Fig. 23. Second ring friction force for each ring pack case, 6000 rpm WOT.

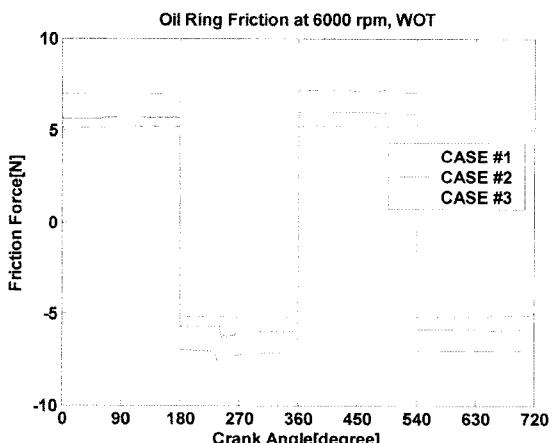


Fig. 24. Oil ring friction force for each ring pack case, 6000 rpm WOT.

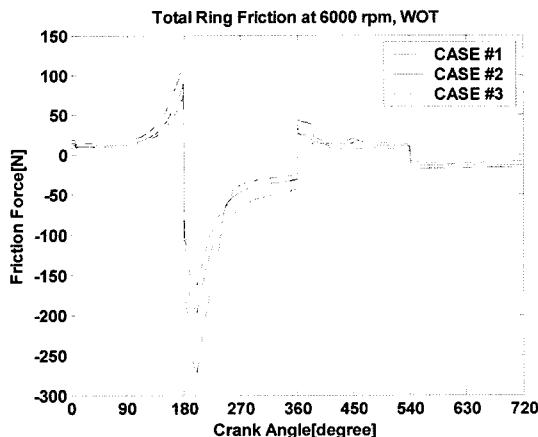


Fig. 25. Total ring friction forces for each ring pack case, 6000 rpm WOT.

CASE #1에서 가장 크게 나타났으며, 링 팩 CASE #3에서 가장 적게 나타났다. 이들의 편차는 압축행정 말미에서 약 44%정도이며, 연소행정 초기에서는 약 47%정도이고, 연소행정 말미에서는 약 33%정도를 나타내고 있다. 전 크랭크 각도 영역에서 평균적으로 약 40% 정도의 마찰 감소가 일어났다고 볼 수 있다.

#### 4. 결 론

본 논문에서 사용한 박폭화 및 저장력화를 위해 적용한 링 제원에 대해, 기 적용 제원과 비교할시, 전 크랭크 각도 영역에서 평균적으로 약 40% 정도의 마찰 감소를 얻을 수 있었다.

#### 참고문헌

1. Sang Myung Chun, "A Basic Study on Piston Ring Pack," *J. of the KSTLE*, Vol. 21, No. 2, 2005, pp. 83-92.
2. Sang Myung Chun, "A Study on Engine Oil Consumption," *J. of the KSTLE*, Vol. 21, No. 6, 2005, pp. 296-301.
3. Kuo, T., Sellnau, M. C., and Theobald, M. A., "Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous-Change Engine and Comparison with Experiment," SAE Paper 890838, 1989.
4. Namazian, M. and Heywood, J. B., "Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Spark-Ignition Engine: Effect on Hydrocarbon Emissions, Efficiency and Power," SAE Transaction, Vol. 91, Section 1, pp 261-288, 1982. (SAE Paper No. 820088, 1982.)
5. Furuhama, S., Hiruma, M., and Tsuzita, M., "Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology," SAE Paper No. 790860, 1979.
6. Furuhama, S. and Tada, T., "On the Flow of the Gas through the Piston Rings," *JSME Bullitit*, Vol. 4, No. 16, 1961.
7. Das, P. K., "Analysis of Piston Ring Lubrication," SAE Paper No. 760008, 1976.
8. Yun, J. E., Chung, Y., Chun, S. M., and Lee K. Y., "Study of a Piston Ring Assembly Design through Experimental and Numerical Investigation of Inter-Ring Gas Pressure and Blow-By in a Four-Stroke SI Engine," ICP-8-174, The 8th International Pacific Conference on Automotive Engineering, Pacific Convention Plaza, Yokohama, Japan, 1995.
9. Miltsios, G. K., Patterson, D. J., and Papanastasiou, T. C., "Solution of the Lubrication Problem and Calculation of the Friction Force on the Piston Ring," *J. of Tribology*, Vol. 111, pp. 635-641, 1989.