

# 상용 소프트웨어를 이용한 피스톤 링팩의 윤활 성능 해석

## (Analysis of Frictional Performances In Ring Pack By Commercial Package)

최원석(Wonsuk Choi), 차상량(Sangryang Cha), 이희락(Heerak Lee), 장시열(Siyoul Jang)

국민대학교 자동차 공학 전문대학원

Graduate School of Automotive Engineering at Kookmin University

### ABSTRACT

Frictional performance of ring pack in internal engine is investigated by varying spatial dimensions of ring pack and operating speed. This investigation is performed with commercial software by Ricardo Consultant Engineers, Inc. which is now in worldwide use in automobile industries. Among the ring performances, blow-by rate, axial ring motions and frictional behaviors of top and second rings are studies in our work.

### 서론

내연기관의 밀봉성을 향상시키고 마찰을 감소시키기 위한 피스톤 링팩의 운전특성에 관한 연구는 엔진 전체의 효율 향상 측면에서 다각도로 진행되고 있다. 이러한 피스톤 링팩의 운전 특성은 압축 효과를 요구하는 펌프나 압축기 등의 기계 요소에 발전적 적용을 할 수 있어 연구 결과의 효용성도 매우 크다.

일반적으로 엔진의 도시마력 (indicated power)을 100으로 볼 때 펌핑 손실이 17%, 기계적 마찰손실이 23%, 나머지 유효마력이 60%정도 이다. 엔진의 기계적 마찰손실 중 50%이상은 피스톤 링과 실린더 벽 사이의 마찰이다. 따라서 이러한 손실을 기계 설계 측면에서 효과적으로 제어를 할 수 있다면 엔진의 효율을 효과적으로 높일 수 있다.

피스톤 링 팩에서의 링의 거동은 압축 기체 윤활유, 링과 그루브(Groove)의 형상 등에 의하여 복합적으로 작용한다. 링 팩의 성능은 이들 부품의 상호 관계를 규명에 의해서만 가능하다. 이들 부품간의 상호 작용을 규명하는 작업은 그 동안 여러 연구자에 의하여 많은 연구가 진행되어 왔다. 그 중에서 엔진 설계에 있어서 경험과 개발 능력이 세계적으로 인정 받고 있는 Ricardo Consultant Engineer, Inc.의 링 팩에 대한 상용 소프트웨어는 피스톤 링팩 설계에 있어서 향상된 설계 정보를 제공하고 있다고 알려져 있다.[1],[2],[3]

본 연구는 피스톤 링팩에서의 링의 마찰 특성과 이에 따른 거동 현상을 상용 소프트웨어를 이용하여 알아보았다.

## 이론

### Inter-ring Gas Dynamics

블로우바이 (Blow-by) 란 피스톤이 상하 행정 시 연소실 안에 있는 혼합 가스가 실린더 벽 사이를 통해 크랭크실 안으로 흘러 들어가고 나오는 현상을 말하는 것이다. 이는 피스톤 링 그루브 사이를 통해 흐르는 채널 유동 (channel flow)을 포함한다. 이러한 유동이 비정상적으로 많은 경우는 엔진의 출력은 상당히 저하될 수 있으며 또한 피스톤 링의 윤활에도 직접적으로 영향을 준다. 지금까지의 연구는 피스톤 링의 형상을 변화시켜 이 가스의 양을 줄이는 연구가 주로 실행되었다. 그러나 본 연구에서는 링의 형상 변화가 아닌 피스톤의 랜드 (land)의 크기에 따른 압력의 변화에 의해 블로우바이가 변화하는 영향을 해석하였다. 우선 각 링의 엔드 갭(end-gap), 링과 실린더 라이너, 링의 뒤틀림을 통해 인접 랜드 부로 흐르는 유량은 다음과 같이 설명할 수 있다.

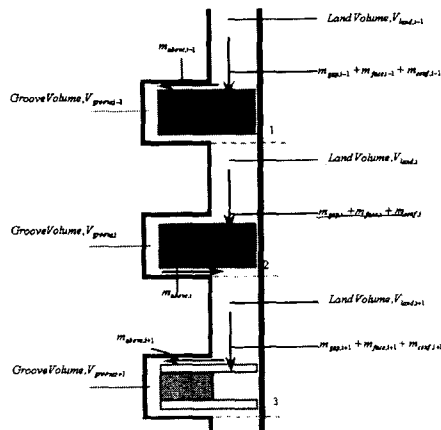


Figure 1 Gas flows to crankcase in ring pack system

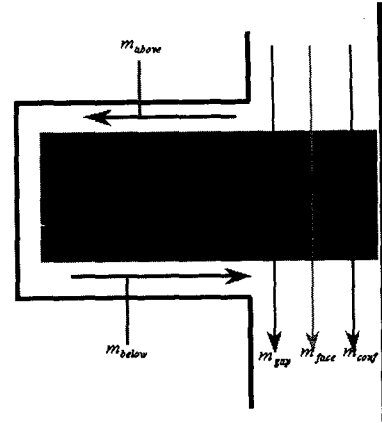


Figure 2 Inter-ring gas flows of four possible ways

즉, 이러한 유동은  $\dot{m} = \dot{m}_{gap,1} + \dot{m}_{face,1} + \dot{m}_{end,1}$ 의 합이며 다음의 식으로 표시한다. (Figure 1)

$$\dot{m} = C_D A_{i+1} \sqrt{2g \frac{k}{k+1} P_i \gamma \left[ \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (1)$$

링 그루브에서의 링의 축방향 운동과 뒤틀림 운동에 의한 채널 유동은 Figure 2에 표시하였으며 이에 대한 유동량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{channel} = \frac{Pu^2 - Pd^2}{24\mu_{mix} RT} \frac{1}{\int \frac{1}{h(x)^3} dx} \pi B \quad (2)$$

여기서  $B$ 는 보어(bore)의 직경,  $h(x)$ 는 링과 그루브 면의 유막 두께 분포,  $T$ 는 이 부분의 온도  $\mu_{mix}$ 는 윤활유와 연소가스 혼합물의 점성이다

### Axial Ring Motion

링의 축방향 운동은 연소 가스의 밀봉 작용과 오일 소모의 두 가지 측면에서 매우 중요하다. 이러한 링의 축 방향 운동에 관계되는 힘의 종류에는 링 그루브에서의 가스 압력  $F_{a, gas}$ , 링과 실린더 사이의 마찰력  $F_{a, fric}$ , 링과 그루브의 짜내기 효과에 의한 저항력  $F_{a, mix}$ , 표면 거칠기에 의한 저항력  $F_{a, asp}$  과 관성력  $F_{a, ine}$  등이 있다. 이러한 힘들의 평형 관계는 Figure 3에 나타나며 식(3)으로 설명한다.

$$F_{a, gas} + F_{a, fric} + F_{a, mix} + F_{a, asp} - F_{a, ine} = 0 \quad (3)$$

연소가스 압력이 링의 축방향 거동에 미치는 힘  $F_{a, gas}$  는

$$F_{a, gas} = \{P_{down} \times t_{down} - P_{up} \times t_{up}\} \pi B \quad (4)$$

이고, 짜내기 효과에 의한 링의 구동 저항력은 유막 압력  $p$ 를 면적에 대하여 적분함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

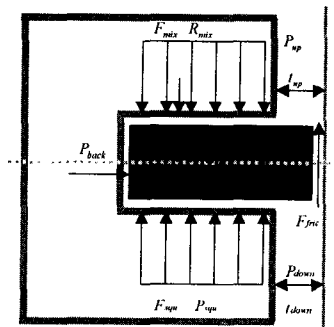


Figure 3 Forces on the ring during engine cycle

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3(x)}{12\mu_{mix}} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = \frac{\partial h(x)}{\partial t} \quad (5)$$

$$F_{a, mix} = \left\{ \left( \int_{x_1}^{x_2} p dx \right)_{down} - \left( \int_{x_1}^{x_2} p dx \right)_{up} \right\} \pi B \quad (6)$$

표면 거칠기에 의한 전단 저항력은 Greenwood-Tripp의 모델 [4]을 사용하였으며 접촉 두께에 의한 표면 돌기에 가해지는 압력 분포는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p_{asp} = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma\beta\eta)^2 \frac{E\sqrt{\sigma}}{\sqrt{\beta}} F \left( \frac{h(x)}{\sigma} \right) \quad (7)$$

링 그루브 안에서의 링의 거동은 피스톤의 가속도를 고려하여 다음의 식으로 표시하며

$$F_{a, ine} = m_{ring} \left( \frac{\partial^2 h_{cg}}{\partial t^2} + A_{piston} \right) \quad (8)$$

따라서 위에 열거한 식 (4)-(8)을 식(3)에 대입하여  $h(x)$ 에 대하여 해석하면 링의 축방향 운동을 구할 수 있다.

### Friction Force by the viscosity of Lubricant

링-라이너 접촉 부분에서의 유막 압력은 질량 보존 법칙을 적용한 레이놀즈 방정식을 해석 함으로서 얻어진다.

$$\frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h(z)^3}{12\mu_{oil}} \frac{\partial P}{\partial z} \right] = \frac{V}{2} \frac{\partial h(z)}{\partial z} + \frac{\partial h(z)}{\partial t} \quad (9)$$

여기서  $h(z)$ 는 링-라이너 접촉 프로파일(profile)이고,  $V$ 는 피스톤 속도,  $\mu_{oil}$ 은 오일 점도이다. 식 (9)의 레이놀즈 방정식을 풀기위한 질량보존 알고리즘의 주요한 특징은 유막 압력이 음압이 될 때 일반적인 레이놀즈 경계조건을 사용하는 대신 질량보존법칙을 사용하는 점이다. 즉, 유막 분리와 파열의 부분에서 레이놀즈 경계조건( $dp/dx=0$ )과 유막 재형성이 가능한 점에서의 JFO (Jakobsson-Floberg-Olsson) 경계조건을 적용함으로써 유막이 형성되고 캐비테이션(cavitation) 되는 과정에서 질량이 보존되도록 한다. 이에 대한 수학적 서술은 다음의 식으로 표현된다.

$\alpha \geq 1$  일 때

$$P = P_c + \beta(\alpha - 1) \quad (10)$$

이며,  $\alpha \leq 1$  일 때

$$P = P_c \text{ 이다.} \quad (11)$$

캐비테이션을 표시하는 switch 함수  $g(p)$ 를 이용하여 레이놀즈 방정식을 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial m_c}{\partial z} + \frac{\partial m_p}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho_c \alpha_n h_n) \quad (12)$$

여기서  $m_c$ 는 Couette 유동에 의한 유동 질량이고 다음과 같이 표현된다.

$$m_c = \rho_c \frac{V}{2} \left[ \alpha_n h_n (1 - g_n) + g_n h_n + \frac{g_n g_n}{2} (h_n - h_{-n}) \right] \quad (13)$$

$m_p$ 는 압력 구배에 의한 유동이며 다음과 같이 구한다.

$$m_p = \left[ \frac{h^3}{12\mu_{oil}} \right] \beta \rho_c \left[ \frac{g_{-n}(\alpha_{-n} - 1) - g_n(\alpha_n - 1)}{\Delta x} \right] \quad (14)$$

유막 압력 해법으로부터 유막 압력에 의한 힘은 다음 식을 이용하여 구하여진다.

$$F_{oil} = \left\{ \int_{z_1}^{z_2} P(z) dz \right\} * \pi * B. \quad (15)$$

피스톤 링의 마찰력은 앞에서도 언급하였듯이 엔진의 기계적 마찰 손실 중 50%이상을 차지한다. 따라서 엔진의 효율을 효과적으로 향상시키기 위한 방법 중의 하나가 바로 이러한 마찰력을 줄이는 방법이다. 본 연구는 피스톤의 설계 형상에 따라 피스톤 링의 마찰력 변화를 분석하였다. 즉, 각 랜드의 부피 변화에 의한 피스톤 링의 마찰력 변화를 해석하였다. 또한 링과 실린더 라이너의 윤활현상을 해석하기 위한 윤활 현상의 영역 조건은 다음과 같다.

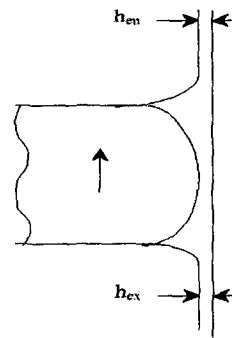


Figure 4 Fully flooded condition in ring and liner

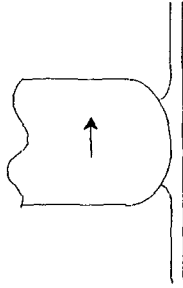


Figure 5 Partially flooded condition in ring and liner

### Piston ring twist

정확한 블로우바이 계산을 위해서는 피스톤 링의 뒤틀림 각도를 계산할 필요가 있다. 피스톤 링의 뒤틀림 각도는 링 팩의 밀봉 역할과 별개로 라이너의 윤활 오일 이송과 윤활유 소모에 영향을 미치는 링-라이너의 분리를 유발한다. 링의 뒤틀림 각도는 중력 중심에 관한 모멘트 평형에 의해서 계산되며 다음의 식으로 표현한다.

$$R_{a,gas} + R_{a,fric} + R_{a,rad} + R_{a,mix} + R_{a,asp} - R_{a,ine} = 0 \quad (16)$$

여기서  $R_{rad}$  링-라이너 접촉부의 원주 방향의 표면돌기와 유막 압력으로 인한 모멘트 성분이고,  $R_{a,ine}$  는 회전 관성으로서 다음식으로 표현된다.

$$R_{a,ine} = I_{ring} \frac{\partial^2 \alpha}{\partial t^2} + K_{ring} \alpha \quad (17)$$

여기서,  $I_{ring}$  은 비틀림 회전에 대한 링 관성 모멘트이다.  $K_{ring}$  은 링 단면의 비틀림 강성이고,  $\alpha$ 는 링의 뒤틀림 각도이다.

### 결 과

피스톤 세컨드 랜드(second land) 부의 크기에 따른 링 팩의 성능을 해석하였다. 이 부분의 부피는 링 틈새로의 연소가스의 유동에 크게 영향을 주며, 따라서 링의 축 방향 운동에도 영향을 준다. 연소가스의 유동에 따른 윤활유의 유입과 유출은 윤활유 소비량과도 직접적으로 관련이 있으며 이에 따른 배기가스의 악화에도 결정적 영향을 준다. 이러한 피스톤 랜드 부의 설계는 피스톤 링의 설계시 상호 보완적 관계에 대한 평가를 동시에 수행해야 한다.

Table 1 Dimensions of piston lands

Bore 77.5mm	oil	top land $d_1$ [m]	Second land $d_2$ [m]
Base (Mode1)	SAE 5W	0.0745	0.07558
top land +100 $\mu$ m (Mode2)	SAE 5W	0.0755	0.07558
top land -100 $\mu$ m (Mode3)	SAE 5W	0.0735	0.07558
second land +100 $\mu$ m (Mode4)	SAE 5W	0.0745	0.07658
second land -100 $\mu$ m (Mode5)	SAE 5W	0.0745	0.07458

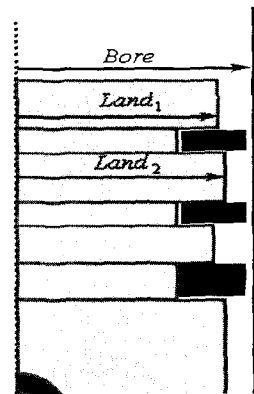


Figure 6 Dimension of piston in ring-pack region

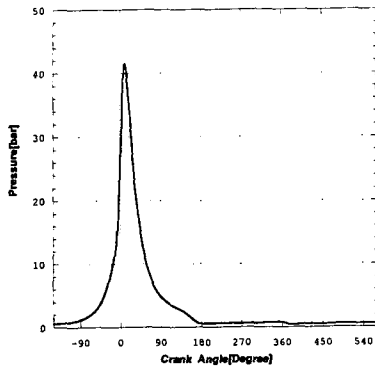


Figure 7 Cylinder pressure at 2500 rpm

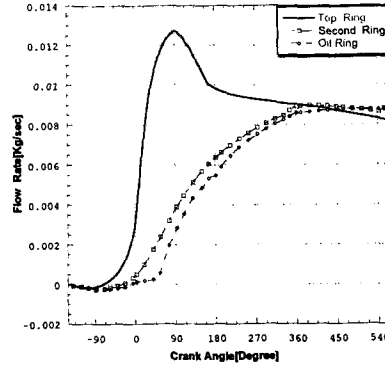


Figure 10 Blow-by of mode4 at 2500 rpm

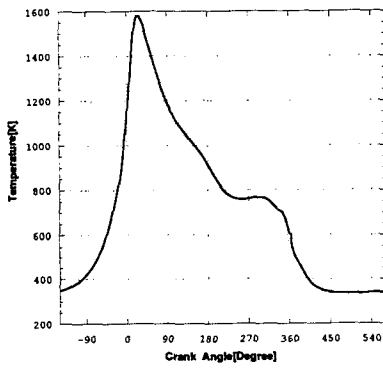


Figure 8 Temperature in Cylinder at 2500 rpm

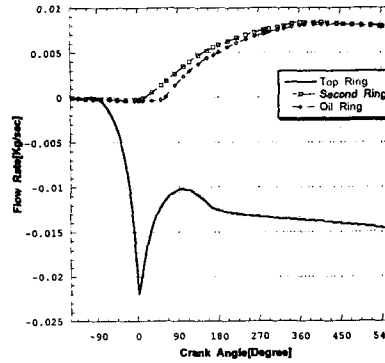


Figure 11 Blow-by of mode5 at 2500 rpm

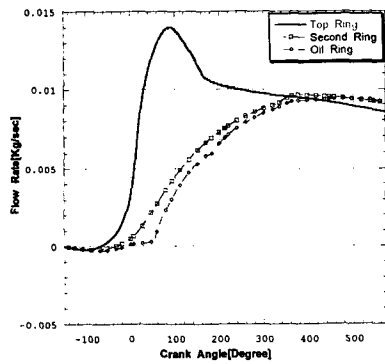


Figure 9 Blow-by of mode1 at 2500 rpm

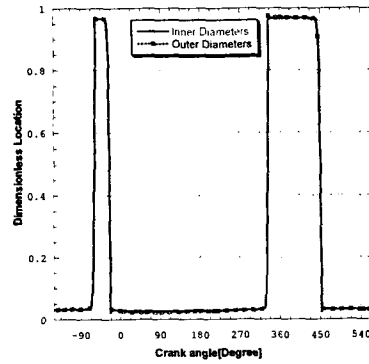


Figure 12 Axial motion of mode1 at 2500 rpm

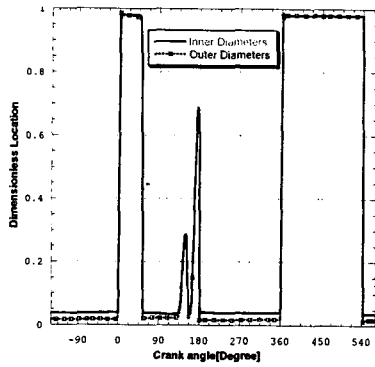


Figure 13 Axial motion of mode 4 at 2500 rpm

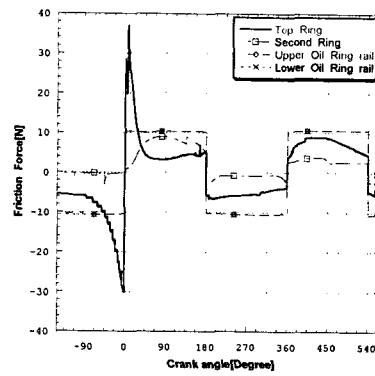


Figure 16 Friction force of mode 4 at 2500 rpm

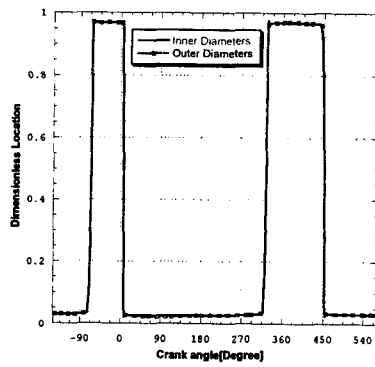


Figure 14 Axial motion of mode 5 at 2500 rpm

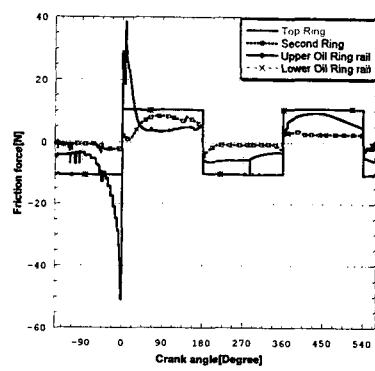


Figure 17 Friction force of mode 5 at 2500 rpm

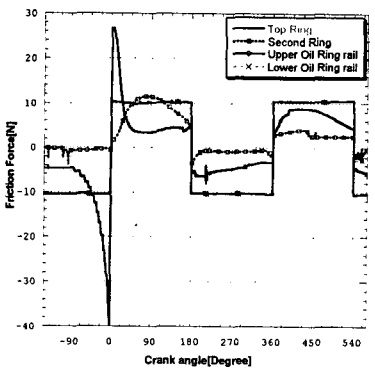


Figure 15 Friction force of mode 1 at 2500 rpm

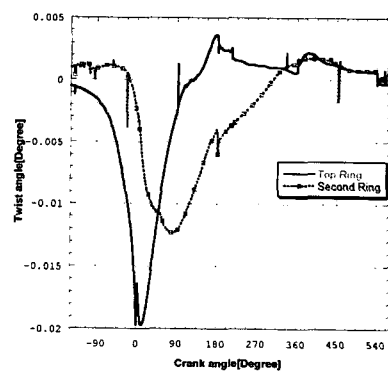


Figure 18 Ring twist of mode 1 at 2500 rpm

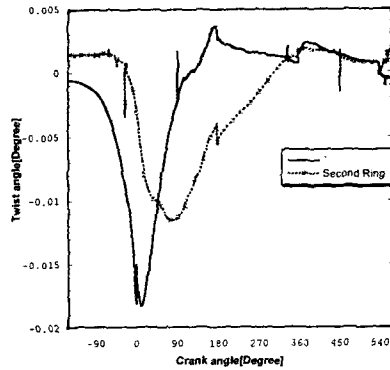


Figure 19 Ring twist of mode 2 at 2500 rpm

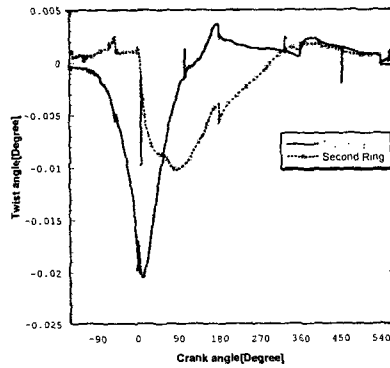


Figure 20 Ring twist of mode 3 at 2500 rpm

#### 4. 결론

앞의 이론식에서 land 부의 틈새 변화로 인해 각각의 land와 cylinder 벽사이의 부피의 변화는 land 부의 압력 변화를 발생시킨다. 이는 Fig.5 ~ Fig.7에서처럼 blow-by gas의 양이 변화한다. 특히 Second land를 100 micron을 줄일 경우의 양은 현저하게 변화한다. 이는 체적의 증가로 인한 Second land 부의 압력저하로 Crank chamber 쪽으로의 blow-by gas 유입량이 많아지는 것을 말한다. 또한 axial Ring motion을 볼 때 체적의 변화로 인한 압력차가 발생 각각의 Ring의 channel의 압력변화가 ring의 axial

motion 변화로 나타난다 Figure 8 ~ 10에서 알 수 있다. 마찰력의 변화는 램드부의 체적변화로 인한 배면압력의 변화가 링과 실린더 틈새의 유막 두께 변화를 발생시켜 마찰력의 변화로 나타난다. 이러한 결과는 Figure 11~13에 잘 나타나 있다. 본 연구에서 수행한 연구 결과는 피스톤 램드 부의 형상 설계에 있어서 링 꺾의 운전 성능과 함께 고려해야 함을 잘 보여주고 있다.

#### Reference

1. Ricardo Ring-Pak Version 2.0 Manual
2. Chen, J. and Richardson, D. E., "Predicted and Measured Ring Pack Performance of a Diesel Engine," SAE 2000-01-0918
3. Herbst, H. and Priebisch, H., "Simulation of Piston Ring Dynamics and their Effect on Oil Consumption," SAE 200-01-0919
4. Johnson, K. L., Greenwood, J. A. and Poon, S. Y., "A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication," Wear, 1972, pp91-108
4. 이재선, "피스톤 링의 윤활과 그루브 내에서의 동적 거동에 관한 연구," 서울대학교 대학원 박사과정 논문 1999년 2월
5. 이재선, "내연기관 피스톤 링의 2차원 윤활 해석," 한국 윤활학회지(1997) 제 13권, 제 2호