

〈논 문〉 SAE NO. 97370042

피스톤 링갭이 링거동 및 오일소모에 미치는 영향

Effect of Piston Ring Gap on the Axial Motion of Piston Ring and Oil Consumption

민 병 순*, 김 중 수*, 최 재 권**
B. S. Min, J. S. Kim, J. K. Choi

ABSTRACT

In order to investigate the relationship between the ring gap ratio and oil consumption, the axial motion of piston ring was measured by capacitance technique. The pressures of each land and the motions of each ring were calculated by orifice-volume method in which it is assumed that the ring gaps are the only gas leakage paths. The calculated results were compared with the measured ones. Consequently, it is known that the increase of ring gap ratio has the effect of lifting the first ring. The calculated results were roughly in accordance with those measured. Therefore, it is possible to predict the effect of design variables on the pattern of ring motion. It is known that the lift off of first ring accompanied by the increase of ring gap ratio make rise of oil consumption.

주요기술용어 : Ring Gap, Oil Consumption, Ring Motion, Ring Gap Ratio, Orifice-Volume Method

1. 서 론

엔진오일은 엔진 내부의 각 섹션부에 공급되어 각 부품의 마멸 및 마찰손실을 저감시킬 뿐 아니라 냉각, 세척 등 중요 기능을 수행하지만 각 부를 순환하는 중에 여러 원인에 의하여 그 양이 줄어들게 된다. 이렇게 소모되는 오일의 양을 줄이는 것은 운전에 소요되는 비용절감의 경제적

의미도 있고, 소모되는 오일이 연소가스와 함께 대기중으로 방출되어 대기오염의 원인이 되기도 하므로 환경보호의 의미도 갖고 있다. 특히 디젤 엔진의 입자상 물질에 대한 규제를 통과하기 위하여 이의 원인으로 큰 몫을 차지하고 있는 오일의 소모를 줄이지 않으면 안되게 되어 있다. 또한 가솔린 엔진에서는 첨가제 성분 중 마모방지제가 촉매를 열화시키므로 이를 방지하기 위해서도 오일소모를 저감시키는 일이 매우 중요한 과제로 떠오르고 있다.

오일이 소모되는 경로 중 벨브가이드를 통한

* 현대자동차 중앙연구소

** 정희원, 현대자동차 중앙연구소

누설 및 PCV 밸브를 통한 소모는 지금까지의 기술로 많은 개선이 이루어져 왔다. 그러나 피스톤과 링팩을 통해 소모되는 오일량의 저감은 그 메카니즘의 복잡성과 현상파악의 어려움 등으로 인하여 아직도 많은 개선의 여지가 남아있다. 링팩에서 일어나는 현상 중 그루브 내 피스톤링의 축방향 움직임은 후루하마^{1),2)}에 의해 정전용량법으로 측정되었고 이후 2-링 피스톤의 개발³⁾에서는 그 거동 자체 뿐만 아니라 거동의 원주방향 변화도 중요하게 다루어졌다. Truscott⁴⁾는 4개의 인덕턴스형 변위측정기(Inductance proximity transducer)를 사용하여 링의 거동을 측정하고 계산결과와 비교하였다. 최근에도 링갭 및 블로우업가스(blow up gas)의 오일소모에 대한 영향에 대한 연구⁵⁾, 제3랜드에 설치된 오일드레인구멍이 미치는 영향에 대한 연구⁶⁾와 제2랜드 형상의 영향에 대한 연구⁷⁾가 이루어지며 각 랜드의 압력 및 유막두께 등과 함께 링의 축방향 거동이 중요하게 다루어져 왔다.

링팩의 주요 설계변수 중 제2링의 갭(gap)에 대한 제1링 갭의 비를 나타내는 링갭비(ring gap ratio : c_1/c_2)는 오일소모에 지배적인 영향을 미치는 것으로 알려져 왔다. Fig.1에 링갭비에 따른 오일소모를 드레인법(drain method)으로 측정한 결과를 나타내었는데 링갭비와 오일소모는 거의 선형적으로 비례하는 단순한 관계를 갖고 있다는 것을 알 수 있다.

본 연구에서는 이러한 오일소모 시험결과에서 착안하여 링갭비에 따른 링거동의 변화에 대하여 연구하였고 아울러 피스톤에 설치된 모따기와 링

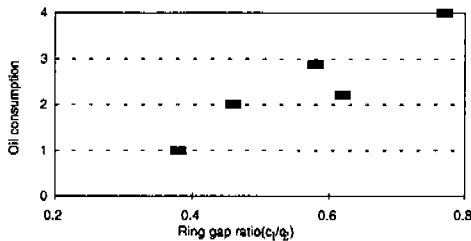


Fig.1 Experimental results of oil consumption by drain method(6000rpm, WOT)

의 언더컷은 링거동에 어떻게 영향을 미치는가 조사하였다. 링거동의 측정에는 정전용량법을 사용하였다. 계산에는 각 랜드의 체적과 그 사이를 링갭으로만 구성된 가스누설경로가 서로 연결하고 있다고 모델링하는 오리피스-체적법(Orifice-volume method)을 이용하였다. 해석결과와 측정결과를 비교분석하고 해석방법의 타당성을 검토하였다.

2. 이론해석

2.1 가스유동

링팩에서의 가스유동은 Fig.2에 나타난 바와 같이 각 링 사이의 공간 등과 이들을 오리피스를 통하여 서로 연결되어 있다고 모델링한다.

오리피스 유동에서 유량 dW/dt 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{dW}{dt} = k_c A_N \sqrt{\frac{2\gamma \rho_N P_N}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P_{N+1}}{P_N} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - \left(\frac{P_{N+1}}{P_N} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \right]}$$

$$\frac{P_{N+1}}{P_N} > 0.546 \quad (1)$$

$$= k_c A_N \sqrt{\frac{\gamma P_N}{\rho_N}} \quad \frac{P_{N+1}}{P_N} < 0.546$$

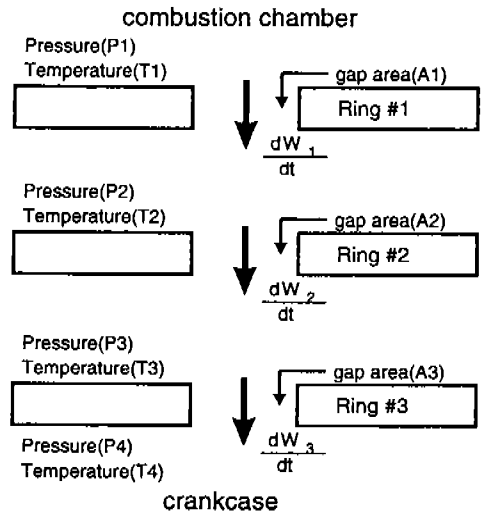


Fig.2 Orifice-volume model of ring pack

여기서 A 는 누설면적, k_c 는 오리피스 유출계수(=0.65), γ 는 비열비(= $\frac{C_p}{C_v}$), ρ 는 밀도를 나타낸다. 두 링으로 둘러싸여진 공간의 압력은 완전기체법칙을 만족하는 비정상 단일유동으로 가정하면, 출입하는 가스의 양에 의해 결정되며 다음식으로 구할 수 있다.

$$\frac{dP_N}{dt} = \frac{RT_{N+1}}{V_N} \left(\frac{dW_N}{dt} - \frac{dW_{N+1}}{dt} \right) \quad (2)$$

각 랜드의 압력을 계산하기에 앞서 연소실 압력을 측정하여 프로그램에 입력하였고 크랭크케이스의 압력(P_i)은 대기압으로 가정하였다. 반복계산으로 수렴조건(압력의 차이가 0.1% 이내)을 만족시킬 때까지 계산하였다.

식 (1)의 가스누설면적 A 는 Fig.3에 나타낸 바와 같이 주로 링갭에 의해 결정되며 언더컷 및 모따기의 유무에 따라 계산할 수 있는데 계산식을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Gas leakage area

	path	area
1	ring gap	$g \times (D_{bore} - D_{piston}) / 2$
2	undercut	$2 \times b \times h$
3	chamfer	$2 \times (1/2 \times ch_1 \times ch_2)$

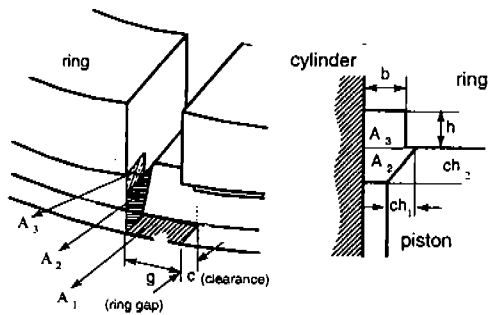


Fig.3 Gas leakage paths

2.2 링의 운동방정식

피스톤링에 작용하는 모든 힘들을 Fig.4에 나

타내었고 각 성분들을 Table 2에 정리해 놓았다.

Table 2 Forces acting on the ring

작용력	식
Gas pressure force	$F_p = A_r \left(\frac{P_b - P_i}{2} \right)$
Inertia force	$F_i = ma = -m \frac{d^2 x_p}{dt^2}$
Friction force	$F_f = p_f (\pi D_m \dot{x}) f$
Squeeze force	$F_s = f_s \mu h A_r \frac{(R_b - R_r)^2}{h^3}$
Adhesive force	$F_a = f_a P_{atm} A_r$

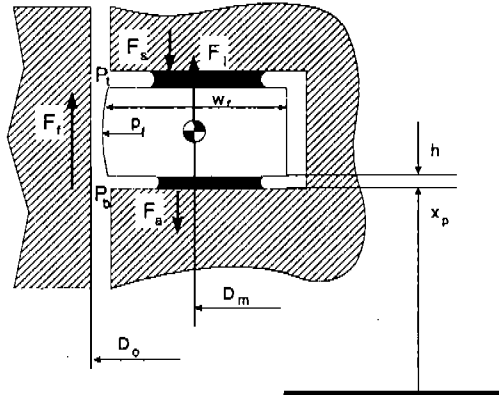


Fig.4 Ring axial forces

위에서

A : 링 옆면의 단면적(= $2\pi R_m W$)

P_i : 링과 보어사이의 평균압력

f : 마찰계수(= $4.8 \sqrt{\frac{\mu V}{P_i}}$)

f_s, f_a : Reduction parameter

이들로부터 운동방정식을 세우면 다음과 같이 된다.

$$\frac{d^2 h}{dt^2} = F_p + F_i + F_f - F_s - F_a \quad (3)$$

식 (2)와 식 (3)에서 변수는 위치를 나타내는 h 와 각 랜드의 압력 P 이다. 각 랜드의 압력이 운동방정식에 입력되고 운동방정식의 결과인 링

의 위치를 알아야 가스유동을 계산할 수 있어 식 (2)와 식 (3)을 연립하여 통계쿠타 적분법을 이용하여 해석하였다.

3. 실험

3.1 실험엔진

링갭비가 링거동에 미치는 영향을 조사하기 위하여 수냉식 4기통 가솔린엔진을 사용하였다. 엔진 및 피스톤계의 주요 사양을 Table 3에 나타내었다.

링거동 측정에 사용한 링의 사양을 Table 4에 나타내었다. 링갭비는 모두 5가지로 바꾸면서 시험하였고 언더컷과 모따기를 설치한 사양을 추가하여 그 효과를 알아 보고자 하였다.

3.2 실험방법

본 연구에서 피스톤링의 상하방향 거동을 측정하기 위하여 정전용량법을 사용하였다. 이 방법

은 그루브 상면에 전극을 설치하고 그 전극과 링 사이에 형성된 정전용량으로써 측정하는 것으로 Fig.5와 같이 구성된 경우에 정전용량은 거리 h 의 함수로써 다음 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$C = \frac{kAE}{h} \tag{4}$$

여기서

k : 유전상수 ($\approx 8.85 \times 10^{-12}$ F/m)

E : 유전율 ($E_{air} \approx 1.0$)

식 (4)와 같이 변화하는 정전용량을 측정하기 위한 시스템을 Fig.6에 나타내었다. 가위형 링키지시스템을 사용하여 피스톤에 심겨 있는 전극에서 선을 인출하였다.

전극과 함께 커패시터를 형성하는 피스톤링은 실린더블록과 거의 도통되어 있다고 보고 실린더블록을 접지시켰다. 미소변위계로부터 나오는 신

Table 3 Specifications of test engine and piston rings

항 목		
Displacement		1975cc
Bore × Stroke		82 × 93.5
폭 × 높이	top ring	3.1 × 1.2
	2'nd ring	3.5 × 1.2
	oil ring	3.1 × 2.5

Table 4 Specifications of test rings

사양	End gap		기 타
	top ring	2'nd ring	
I	0.2	1.05	
II	0.2	0.55	
III	0.35	0.55	
IV	0.55	0.55	
V	1.01	0.21	
VI	0.2	0.55	undercut(2'nd ring) chamfer(3'rd land)

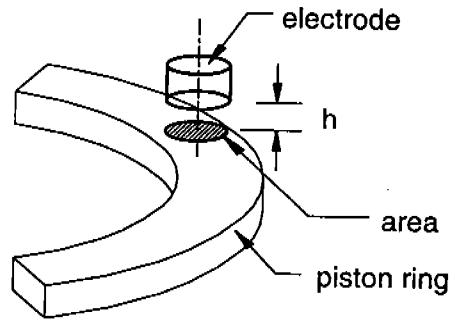


Fig.5 Measurement principle

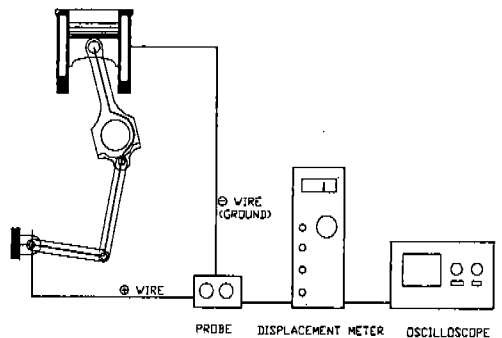


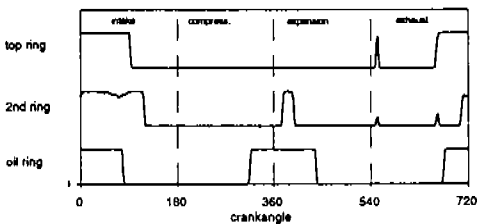
Fig.6 Measuring system

호는 오실로스코프에 연결하여 파형을 관찰하고 데이터를 저장하였다.

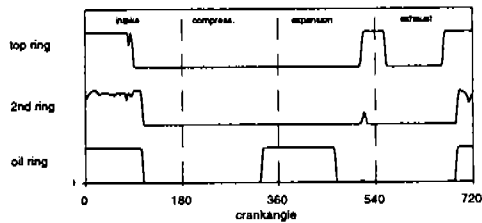
4. 결과 및 검토

4.1 저속에서

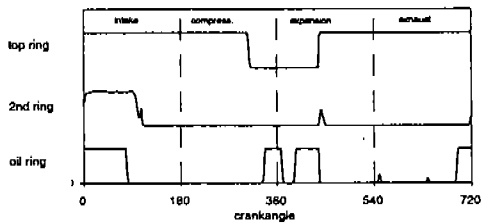
저속의 대표적인 예로써 2000rpm에서 측정된 링의 거동을 다음 Fig.7에 나타내었다. 먼저 제1링의 경우를 보면, 배기-흡기행정 사이에는 관성력의 작용으로 링이 부상(lift off)함을 볼 수 있다. 팽창-배기행정을 보면 링갭비(c_1/c_2)가 작은 경우(a)에는 잠시 부상했다가 하면에 안착하고 링갭비가 증가하면 부상하는 타이밍이 빨라지고



(a) $c_1/c_2=0.2/1.05$



(b) $c_1/c_2=0.35/0.55$



(c) $c_1/c_2=0.55/0.55$

Fig.7 Measured ring motion at low speed (2000rpm, WOT)

그 기간도 길어진다. 이 기간에는 관성력은 아래로 작용하지만 Fig.8에 나타난 압력변화의 계산 결과로부터도 알 수 있듯이 제2랜드의 압력이 커지게 되기 때문이다. 더우기 링갭비가 증가하면 연소실로부터 제2랜드로 유입되는 가스누설면적이 제2랜드에서 빠져나가는 가스누설면적보다 커지게 되므로 제2랜드의 압력이 증가하게 되고 그에 따라 링의 부상이 좀더 쉽게 된다.

링갭비가 더 증가하면($c_1/c_2=0.55/0.55$) 제2랜드의 압력이 압축행정의 압축압력이 작용할 때까지 연소실보다 높아 링이 계속 떠 있게 된다. 제2링은 관성력의 작용에 의해 움직이는데 링갭비가 증가하면 제2랜드의 압력이 높아 압축-팽창행정사이에는 부상하지 않는다. 오일링은 오일링 전후의 압력차가 작아 주로 관성력에 따라 운동하는 전형적인 패턴을 보여준다.

4.2 중속에서

Fig.9에 중속(4000rpm)에서 측정된 피스톤링의 거동을 나타내었다. 링갭비의 증가에 따라 제1링이 부상하는 경향은 전술한 저속에서의 결과와 일치하지만 그 크기는 저속보다 작다. 이는 엔진속도가 증가하게 되면 연소실에서 제2랜드로 가스가 유입되는 시간이 짧아져서 제2랜드의 압력이 저속에서 만큼 상승하지 않는 반면에 링에 하방향으로 작용하는 관성력은 증가하기 때문이다.

Fig.10에 계산한 결과를 나타내었는데 A 부근의 제1링의 움직임을 제외하고는 거의 계산결

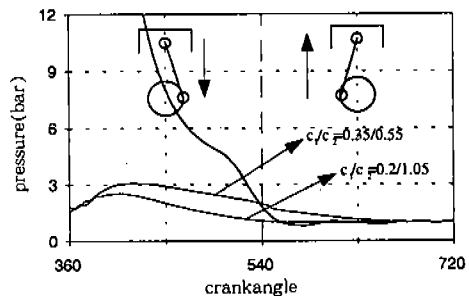
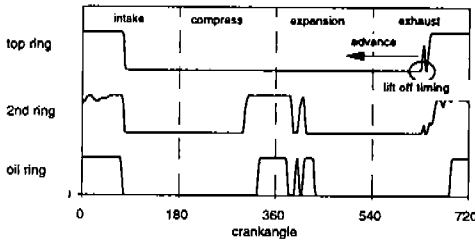
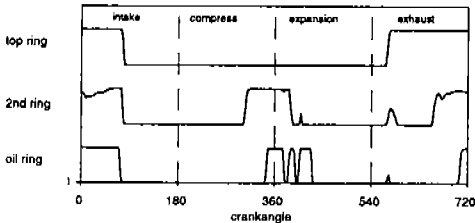


Fig.8 Pressure curves of combustion chamber and 2'nd land(simulation results)



(a) $c_1/c_2=0.2/1.05$



(b) $c_1/c_2=0.35/0.55$

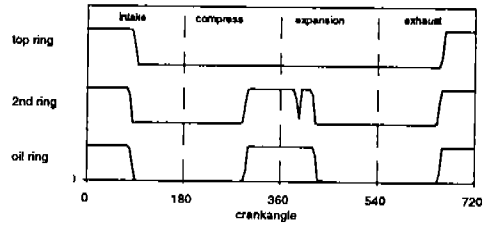
Fig.9 Measured piston motion at middle speed (4000rpm, WOT)

과와 일치한다. 이는 각 부위의 열팽창으로 인한 틈새변화, 합구부의 위치 등 계산으로는 고려하기 어려운 많은 요인들이 있지만 정성적으로는 일치하는 경향을 보여 설계변수가 링거동에 미치는 영향을 예측하는 것은 가능하다는 것을 의미한다.

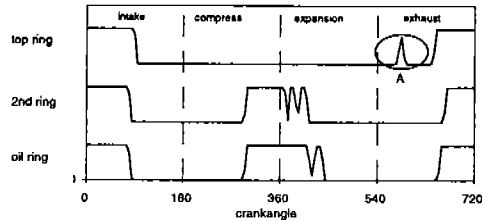
4.3 모따기와 언더컷의 영향

제3랜드의 모따기와 제2링의 언더컷은 유압감소 또는 블로우다운(blow-down)효과에 의한 오일소모 저감효과를 노리고 때때로 적용되는 사양이다. 이러한 사양이 링의 거동에는 어떻게 영향을 미치는가 알아보기 위하여 링거동을 측정하였는데 그 결과를 Fig.11에 나타내었다.

모따기 및 언더컷이 제2랜드에서 제3랜드로의 가스누설면적을 증대시키는 효과를 갖고 있어, 없는 경우에는 Fig.11(a)의 A와 같은 팽창-배기행정에서 링의 부상이 있지만 있는 경우에는 이를 발견할 수 없어 제2랜드의 압력이 그만큼 하강했다는 것을 알 수 있다. 따라서 제3랜드와 제2링에 설치하는 모따기 및 언더컷은 제1링의 안정적인 거동에 도움을 준다고 할 수 있다.

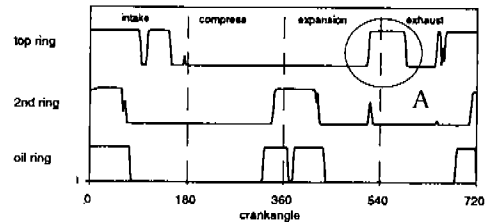


(a) $c_1/c_2=0.2/1.05$

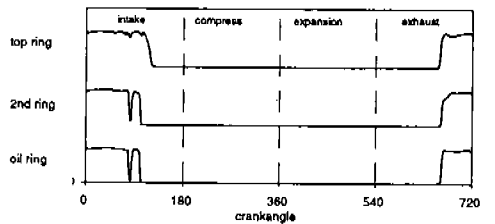


(b) $c_1/c_2=0.35/0.55$

Fig.10 Calculated piston ring motion at middle speed(4000rpm, WOT)



(a) chamfer, undercut 無



(b) chamfer, undercut 有

Fig.11 Ring motion affected by chamfer and undercut(2000rpm WOT, $c_1/c_2=0.2/0.55$)

4.4 링거동과 오일소모

링의 거동과 오일소모와의 연관성을 알아보기 위하여 사양 V와 사양 VI의 오일소모를 측정하여 그 결과를 상대적인 값으로 Fig.12에 나타내었다. 또 두 사양의 링거동을 제1링의 거동만 Fig.13에 나타내었다.

링갭비도 크고 언더컷 및 모따기가 없는 사양 V가 사양 VI에 비하여 오일소모가 많고 그 정도

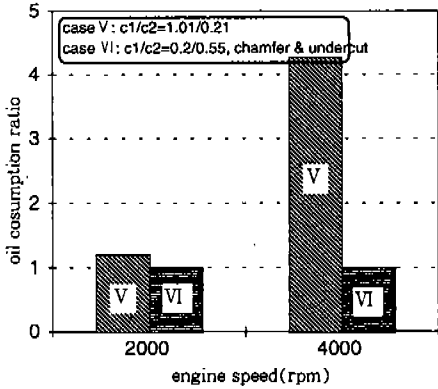
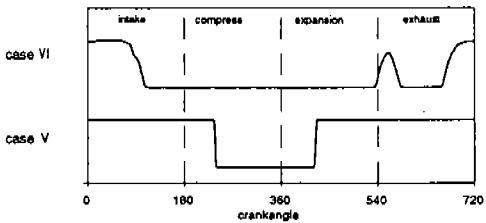
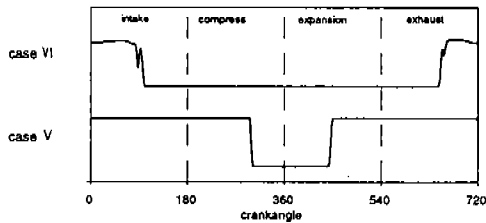


Fig.12 Oil consumption of case V and case VI



(a) 2000rpm



(b) 4000rpm

Fig.13 Comparison of top ring motion between case V and case VI

는 엔진속도가 큰 4000rpm이 2000rpm에 비하여 크다는 것을 알 수 있다.

이와같이 오일소모에 큰 차이를 나타내는 두 사양의 오일소모를 비교해 보면 사양V인 경우 제1링이 연소실 압력이 매우 높은 점화시기 전후를 제외하고 모두 그루브 상면에 부상해 있고 사양VI은 안정적인 거동을 보여준다는 것을 알 수 있다. 2000rpm에서 사양VI의 팽창-배기행정 중에 약간 부상하지만 오일소모 측정결과로 보서는 약간의 부상이 오일소모에 크게 영향을 미치지 않는 것으로 판단된다. 오일이 소모되는 최종 메카니즘을 본 실험결과 만으로는 유추하기 어렵지만 링의 부상타이밍 및 그 기간 등 거동패턴이 오일소모에 밀접한 관계를 갖고 있다는 것은 판단할 수 있다.

5. 결 론

정전용량법을 이용하여 2.0ℓ 기술린엔진의 피스톤링 축방향 거동을 측정하고 계산결과 및 오일소모 측정결과와도 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 링갭비(c_1/c_2)의 증가는 팽창-배기행정에서 제1링의 부상시점을 앞당기고 그 기간을 길게 한다. 엔진속도의 증가는 가스의 유출시간을 짧게 하기 때문에 동일한 링갭비에서 제1링의 부상을 억제한다.
- 2) 측정결과와 계산결과는 대체로 일치하는 경향을 보여 계산에 들어가는 여러 가정에도 불구하고 설계변수에 따른 링거동의 패턴변화가 예측이 가능하다는 것을 알 수 있었다.
- 3) 제2링에 언더컷의 설치, 제3랜드에 모따기를 하는 것은 제2랜드에서 제3랜드로의 가스누설 면적을 증대시키는 효과를 갖기 때문에 제1링의 부상을 억제하는 효과를 갖는다.
- 4) 링갭비의 증가는 제1링을 부상시키는 효과도 갖고 있으며 오일소모도 크게 증가시킨다. 이는 링의 거동패턴이 오일소모와 밀접한 관계를 갖고 있다는 것을 의미하며

정확한 메카니즘의 이해를 위하여는 또다른 물리량의 측정, 가시화 등의 노력이 필요하다.

참 고 문 헌

1. S. Furuma, M. Hiruma, M. Tsuzita, "Piston Ring Motion and its Influence on Engine Tribology" SAE 790860, 1979
2. S. Furuma, M. Hiruma, "Axial Movement of Piston Rings in the Groove", ASLE Transactions, Vol.15, No.4, p. 278, 1972.
3. S. Furuma, T. Hyga, M. Takiguchi, S. Serizawa, "A Study of Decrease Oil Consumption for NSOR-Two-Ring Package Piston", SAE 910435, 1991
4. R. Truscott, T. Reid, B. Ruddy, "Ring dynamics in a Diesel engine and its Effect on Oil Consumption and Blowby", SAE 831282
5. H. Yoshida, M. Yamada, H. Kobayashi, "Diesel Engine Oil Consumption Depending on Piston Ring Motion and Design", SAE 930995
6. 立石幸男, 藤村和浩, 新啓一郎, "潤滑油消費量低減に関する研究", 自動車技術會 學術講演會前刷集943, p.29~32, 1994
7. 吉田秀壽, "ピストンのセカンズランツ容量および形状とオイルの関係", 内燃機關34卷9号, p.49~54, 1995