

## 피스톤 링 팩 및 실린더 보아 마모와 오일소모를 고려한 엔진 내구수명 연구

전 상 명<sup>†</sup>

호서대학교 자동차공학과

### A Study on Engine Durability Considering Oil Consumption and Wear of Piston-Ring Pack and Cylinder Bore

Sang Myung Chun<sup>†</sup>

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

**Abstract** – Ring, groove and cylinder bore wear may not be a problem in most current automotive engines. However, a small change in ring face, groove geometry and cylinder bore diameter can significantly affect the lubrication characteristics and ring axial motion. This in turn can cause to change inter-ring pressure, blowby and oil consumption in an engine. Therefore, by predicting the wear of piston ring face, ring groove and cylinder bore altogether, the changed ring end gap and the changed volume of gas reservoir can be calculated. Then the excessive oil consumption can be predicted. Being based on the calculation of gas flow amount by the theory of piston ring dynamics and gas flow, and the calculation of oil film thickness and friction force by the analysis of piston ring lubrication, the calculation theory of oil amount through top ring gap into combustion chamber will be set. This is estimated as engine oil consumption. Furthermore, the wear theories of ring, groove and cylinder bore are included. Then the each amount of wear is to be obtained. The changed oil consumption caused by the new end gap and the new volume of oil reservoir around second land, can be calculated at some engine running interval. Meanwhile, the wear amount and oil consumption occurred during engine durability cycle are compared with the calculated values. Next, the calculated amount of oil consumption and wear are compared with the guideline of each part's wear and oil consumption. So, the timing of part repair and engine life cycle can be predicted in advance without performing engine durability test. The wear data of rings, grooves and cylinder bore are obtained from three engines before and after engine durability test. The calculated wear data of each part are turn out to be around the band of averaged test values or a little below.

**Key words** – ring face wear, ring end gap, ring groove wear, cylinder bore wear, oil consumption, durability, piston-ring pack.

#### 1. 서 론

마모는 상대 운동하는 표면들에 존재하는 돌기들의 상호접촉 때문에 그들 표면으로부터 물질이 이탈되는 현상으로 정의되어진다. 본 논문에서는 링-라이너와 링-그루브의 접촉 짝에 대한 마모 해석을 다루었다. 전자에서는 링 외주면과 라이너 마모를 다루고, 후자에서는 링 그루브 측면 마모를 다룬다.

마모로 인한 링 외주면과 그루브 측면과 라이너의 표면 형상의 변화는 링 팩 운전에 큰 영향을 미친다. 엔진 운전 사이클 동안에 링-라이너와 링-그루브와 같은 미끄럼 운동하는 표면사이에는 경계 윤활 조건으로 인한 상당한 접촉이 존재한다. 생성된 접촉 압력은 결과적으로 운전 기간동안 링 외주면 형상을 변화시키려고 하고, 한편으로 라이너 표면에 대하여는 피스톤의 운동 방향이 바뀌는 부분, 즉 속도가 느려 유막이 파괴되며 높은 그루브 압력이 존재하는 폭발행정의 상사점 직후에서 주된 마모흔적을 만든다. 현대 엔진에서는 피스톤

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : sangmchun@hanmail.net

링팩 튜닝이 정교하여 엔진 운전 중 링 외주면 윤활과 오일 긁어내리는 현상 변화가 심하지 않다고 볼 때, 링 외주면의 마모와 이 지역에서 라이너에 생기는 과도 마모 패턴은 링의 엔드 갭을 넓힐 가능성으로 인하여 브로우바이와 블로우백의 값이 상대적으로 크게 나타나며, 이로 인해 톱링이 들려지는 시점에서의 엔드갭을 통한 오일소모에도 큰 영향을 준다. 본 논문에서는 주어진 운전조건과 주어진 형상에 대하여 링 외주면과 라이너 위에 나타나는 마모 하중 분포의 계산을 통해 링과 라이너 마모 문제를 다루었다. 또한 그루브의 확장이 링의 쉐어링 능력에 영향을 주기 때문에 그루브 내에서 축방향과 반경방향으로의 링 운동으로 인한 링-그루브 접촉면에서의 그루브 마모도 다루었다. 더 나아가 이러한 마모 변화에 따른 오일소모 변화에 관한 연구도 이루어졌다.

본 논문의 이론적 배경은 다음과 같다.

## 2. 적용 이론

### 2-1. 오일소모 계산 이론

근래에 개발된 엔진오일을 사용하는 현대 엔진들은 오일 소모를 최소화하기 위해 피스톤 링팩 부품들이 매우 정교하게 조율되어 있다. 따라서 오일소모율과 유막두께의 역학구조가 과거 엔진과는 유사하지 않다. 과거에는 오일 소모가 유막두께, 관성력과 크라운 랜드 축적오일의 부분적 증발 등에 많이 의존한다고 보았으나, 현대 엔진에서는 톱링 엔드갭을 통한 개스 혼합물의 역흐름이 오일 소모에 주된 요인이 된다는 것이 관찰된 바 있다[1]. 이는 톱링이 들리는 시점 및 기간의 변화에 따라 영향을 받는다. 한편 개스에 의해 이동하는 점성 윤활유의 흐름의 양은 표면장력과 점성에 의해 좌우된다. 이때 표면장력에 대한 점성력의 비는 테일러수라고 부른다[2]. 이러한 관계를 바탕으로 한 오일소모이론을 퍼들이론(puddle theory)[1]이라고 한다. 이러한 오일소모에 관계되는 치수가 표시된 피스톤의 측면도는 Fig. 1과 같다. 결론적으로 오일소모는 다음 식과 같이 표현될 수 있다.

$$\text{Oil\_Consumption} = 3 \times 10^4 \text{RPM} \rho h_i h^* A_{ref} A^* \left( \frac{g}{hr} \right) \quad (1)$$

여기서  $\rho$  오일의 밀도이며  $A_{ref}$  톱링 아래부분의 두번째 랜드에 존재하는 오일 용덩이 면적이다.  $A_{ref} = \frac{\pi l_2^2}{2}$ 이며,  $l_2$  두번째 랜드의 길이이다.  $A^*$ 는 무차원 두번째

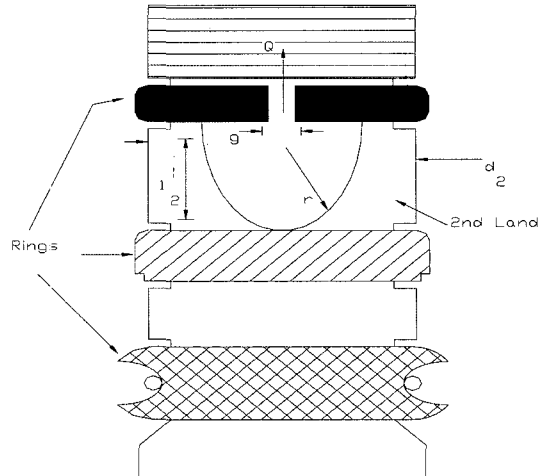


Fig. 1. Side view of piston showing dimensions relevant to oil consumption.

랜드 용덩이 면적으로 디젤엔진에 대해서는  $A^* = 0.03056(T_a)^{-2/3}$  사용하였으며, 가솔린엔진에 대해서는  $A^* = 0.3056(T_a)^{-2/3}$  사용하였다.  $h_i$ 는 톱링의 축방향으로 들리기 직전의 두번째 랜드 유막두께이다.  $h^* = (h_i - h_j)/h_i$ 는 두번째 랜드의 유막두께의 무차원 변화값으로 다음과 같이 관계되어진다. 즉,  $h^* = 1.30(U_{atmax})(T_a)^{1/3} \left( \frac{\mu_o}{\mu} \right) + 0.61 \cdot t_{max}$ 는 톱링이 들어 올려진 후부터 유량이 최고( $Q_{MAX}$ )에 도달할 때 까지의 시간이며,  $\mu_o$  공기 절대점도이고,  $\mu$  오일의 절대점도이다.  $Q$ 는 톱링 갭을 통하여 흐르는 블로우바이개스의 질량흐름율이고,  $Q_{MAX}$ 는  $Q$ 의 최고 값이다.  $h_j$ 는 톱링갭을 통하여 연소실로 오일이 흐름을 멈출 때의 두번째 랜드 오일유막의 최종상태 두께이며,  $RPM$ 은 엔진속도이다.

### 2-2. 마모하중 계산 이론

임의의 표면에서의 돌기와의 접촉력을 계산하는 과정은 다음과 같다.

예를 들어 두 표면의 틈새가 작을 때, 상대 표면 위의 돌기는 링 표면에 접촉 압력에 따라 서로 상호 작용을 시작한다. 이 접촉압력을 계산하기 위해서, 다음의 그린우드-트립(Greenwood-Tripp) 모델[3]이 사용되어진다.

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

여기서

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2}\pi_0} \int_0^{\infty} (s-x)^{2.5} \exp\left(-\frac{s^3}{2}\right) ds \quad (3)$$

위식에 나타난 평균 돌기 높이( $\sigma$ )와 돌기의 곡률반경( $\beta$ )과 단위 표면적 당 돌기 밀도( $\eta$ )는 표면 거칠기 매개변수들이다. 한편  $E$ 는 접촉 금속의 합성 탄성계수이다. 이와 같이 계산된 접촉압력을 사용하여 링 표면 위의 반경방향 힘은 다음 방정식(4)을 사용하여 계산되어 질 수 있다.

$$F_{asp} = \left( \int_0^l P_{asp}(z) dz \right) \pi D_b \quad (4)$$

여기서  $l$ 는 표면의 이동방향 접촉길이,  $D_b$ 는 접촉지름을 말한다.

### 2-3. 링 마모 이론

엔진 운전 중의 링 마모 모델은 다음과 같은 가정이 취해졌다.

- i) 피스톤의 측면운동과 피스톤 링의 홈 내의 경사운동은 없는 것으로 하였다.
- ii) 링의 마모 하중은 피스톤의 축 방향 운동에 수직하다고 가정하였다.
- iii) 링 재료의 소성변형에 의한 응착 마모만이 고려되었다. 즉, 마모는 유체유막이 파괴되어 재질간의 접촉이 존재할 때 일어난다고 가정하였다.

$$W_1 = \frac{1}{\pi D_r T_r} (V_0(1 - \exp(-kF_n U_p t)) + \eta_1 F_n U_p t) \quad (5)$$

여기서  $V_0$ 는 접촉점에서 초기에 입수 가능한 부피를 말한다.  $\eta_1$ 은 정상상태 마모계수이고,  $F_n$ 은 두 표면사이에서 돌기접촉에 의해 받는 수직하중으로 본 논문에서는 방정식 (4)의  $F_{asp}$ 를 적용하였다.  $k$ 는 운전(running-in) 모드에서의 마모계수이다.  $U_p$ 는 피스톤 속도이다.  $D_r$ 은 링 지름,  $T_r$ 은 링 두께이다.

본 논문에서는  $V_0$ 를 평균값으로 표현했으며, 본 시험엔진의 초기 길들이기 모드(early break-in mode)에서의 마모 입수부피 값이다. 또한  $k$ 와  $\eta_1$ 는 직접적으로 계산된 값이 아니라 다른 실험 연구[4,5]로부터 얻어진 값들에 대한 평균값을 참고자료로 하여 선택한 값으로 마모량을 계산 후 내구시험 시 측정된 마모결과와 비교해 가며 시행착오법으로 결정하였다.

한편 엔진 운전 중의 링 마모 해석 과정은 다음과 같다.

**Table 1. Averaged wear factors; initial volumes available ( $V_0$ ), running-in wear factors ( $k$ ) and steady-state wear factor ( $\eta_1$ )**

Ring type	$V_0$ (m <sup>3</sup> )	$k$ (1/(N · m))	$\eta_1$ (m <sup>2</sup> /N)
Top ring	$0.124 \times 10^{-8}$		
Second Ring	$0.216 \times 10^{-8}$	$4.29 \times 10^{-10}$	$1.10 \times 10^{-18}$
Oil ring	$0.192 \times 10^{-8}$		

- i) 엔진내구모드의 각 엔진 속도에서 각 크랭크 각에 따라 링의 속도와 수직하중을 구한다.
  - ii) 각 엔진 속도에서의  $V_0$ ,  $k$  및  $\eta_1$ 의 평균값을 이용하여 각각의 크랭크각 간격에서 순간마모를 계산하여 더하여 나간다.
  - iii) 전체 엔진내구모드까지의 링 마모량을 구하고 실험실 측정치와의 비교분석을 수행하면서 이상 오일소모가 나타날 때까지 계속하여 계산을 진행한다.
- 본 논문에서 고려한 소형 가솔린 엔진의 운전 중 링 마모 해석에 쓰여진  $k$ 와  $\eta_1$  및  $V_0$ 의 값은 Table 1에 나타나 있다. 본 값은 대형디젤엔진에 대해 적용한 값 [5]과 비교 시 같은 크기의 차수(order) 내에서 조금씩 작은 값을 나타낸다.

### 2.4. 링 그루브 마모 이론

링-그루브 결합에서의 마모는 링-그루브 측면 간의 돌기 접촉과 그 두 면의 상대 운동의 복합적인 영향에 기인한다. 링과 그루브 사이의 접촉은 링의 축방향, 반경방향 및 회전운동에 의해 결정된다. 즉 이러한 운동에 의한 접촉력에 기초해서 마모가 일어난다. 첫째, 그루브에 대한 링의 반경방향 상대운동의 주된 이유는 다음과 같다. 즉, 피스톤 측면운동과 보아 뒤틀림과 링 외주면-라이너 유체유회에 영향을 받는다. 본 연구에서는 링의 반경방향 운동은 축방향에 수직하게 일어난다고 보았으며 반 스트로크 마다 링이 그루브 안으로 들어갔다 나오는 것으로 보고 이 때의 반경방향 평균속도를 구하여 사용하였다. 둘째, 축방향 운동은 링간의 압력 차에 의해 일어나며 링이 그루브 바닥에 붙었다 그루브 천장까지 올라가는 현상을 계산하여 순간속도를 구하였다. 반면, 원주방향 링 운동은 주로 그루브 내의 링 회전에 기인한다. 그러나 링 회전으로 인한 영향은 아직 확실히 규명이되지 않은 불규칙하고 복잡한 물리적 현상으로 인해 본 모델에 포함되지 않았다. 그러므로 계산 결과와 실험 데이터를 연관 시킬 때 이 점을 고려하여 비교해야 한다.

본 연구에서는 그루브 내의 링의 축방향 운동 및 반경방향 운동으로 인한 링-그루브 접촉면에서의 접촉압력( $P_{asp}$ )의 계산은 돌기 접촉력의 합으로 기술하였고, 이를 링과 그루브의 측면에 작용하는 마모하중 분포로 보았다.

링 그루브 표면의 마모하중 분포는 아래와 같이 정의된 마모동력( $W_{wear}$ )식으로 표현할 수 있다.

$$W_{wear}(W/m^2) = \frac{1}{T} \int_0^T P_{asp} |V| dt \quad (6)$$

여기서  $P_{asp}$ 는 접촉 압력,  $V$ 는 링 원주방향 속도 혹은 축방향속도,  $T$ 는 엔진 사이클 시간이다.

이들 마모 동력 결과는 마모율을 얻는데 확장되어질 수 있다. 즉, 한 표면적에 대한 부품의 마모율( $R_{wear}$ )은 다음과 같이 계산되어 질 수 있다.

$$R_{wear}(m^3/s) = \frac{C_{wear} \times \int (W_{wear}) dA}{BHN \times 9.81 \times 10^6} \quad (7)$$

여기서 경도수  $BHN$ 은 브리넬(Brinell) 경도수로 주어지며 그 단위는  $kg/mm^2$ 이다. 무차원 마모 계수( $C_{wear}$ )는 보편화된 믿을 만한 관련 자료가 없기 때문에 얻기 어려운 값 중에 하나이다. 이에 대한 여러 이유 중 한 가지는 마모 계수가 윤활유 성분, 윤활 조건, 윤활성 등과 같은 여러 변수에 의존되기 때문이다. 한편 마모량은 마모율 식을 때 크랭크 각 간격에 대해 적분하여 구했다. 또한 마모계수는 축방향 운동과 반경방향 운동에 대해 따로 적용하였으며 축방향 운동에 대해서는 속도변화 시기가 빈번하지 않기 때문에 링 종류에 관계없이 같은 값을 사용하였고, 반경방향에 대해서는 링 종류에 따라 다르게 적용하였다. 본 연구에서는 마모 계수 값을 변화시켜 가며 마모량을 계산한 뒤에 엔진 내구시험 후 측정된 실험적 마모량과 비교하여 마모계수 값을 Table 2와 같이 결정하였다.

2.5. 실린더 보아 마모 이론

왕복엔진 실린더 보아 마모에 대해서, 방정식 (8)은 단일 링에 의한 보아 마모를 고려한 해석적 모델[6]에 대해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(h_w)_m = \left( \frac{k_w L_w (4sN)}{2p_w A_a} \right)_m = \left( \frac{4k_w s}{3p_w} \right) (p_w)_m N = k'_w (P_w)_m N \quad (8)$$

여기서  $s$ 는 행정길이,  $m$ 은 링의 번호,  $N$ 은 동력 행정

Table 2. Wear factors ( $C_{wear}$ ) and metal hardness ( $BHN$ ) of grooves

Type of Groove	Type of motion	$C_{wear}$	$BHN$ ( $kg/mm^2$ )
Top ring Groove	Axial	55	125
	Radial motion	875	
2nd Ring Groove	Axial	55	125
	Radial motion	225	
Oil Ring Groove	Axial	55	125
	Radial motion	350	

사이클의 수,  $(P_w)_m = (L_w/A_a)_m$ 는 실린더 당  $m$ 번째 링의 하중압력이고,  $k'_w = 4k_w s/3p_w$ 이다. 사이클 당  $m$ 번째 링의 하중압력  $(P_w)_m$ 은 한번의 4행정 사이클 내에서 유막두께가 실린더 벽 위에 생성된 유막윤활 최저제한치(LLFL: lower limit for fluid film lubrication) 이하일 때의 변동 하중의 합이다. 그러므로 단일 링으로 인한 마모 깊이 분포는 동력행정, 배기행정, 흡입행정, 압축행정에 대한 이 단일 링에 의해서 실린더 벽에 미치는 하중 분포의 합과 비례한다.

$$(h_w)_m = k'_w [(P_w)_{power} + (P_w)_{exh} + (P_w)_{ind} + (P_w)_{comp}]_m N \quad (9)$$

링 팩에 대한 전체 마모는 피스톤 링의 위치를 고려한 모든 링에 대한 마모 깊이 분포의 합이 될 것이다. 수학적인 관계는 다음과 같다.

$$\underbrace{h_w(s)}_{total} = \underbrace{[h_w(s)]_1}_{1st-ring} + \underbrace{[h_w(s-s_2)]_2}_{2nd-ring} + \underbrace{[h_w(s-s_3)]_3}_{3rd-ring} + \dots \quad (10)$$

여기서  $s_2, s_3, \dots$ 은 첫 번째 링 위치로부터 측정한 두 번째 링과 세 번째 링의 위치이다. 또한  $h_w$ 는  $s$ 의 함수인 것을 주의해야 한다.

본 연구에서 사용한 마모계수  $k'_w$ 의 값은 800시간 엔진내구시험을 수행한 소형 가솔린 엔진 3대의 측정값과 연계하여 선택한 값으로  $0.1380 \times 10^{-19} m^3/N$ 이다. 문헌[7,8]에서 제시한 값들과 비교시 같은 차원의 값이다.

3. 결과 및 고찰

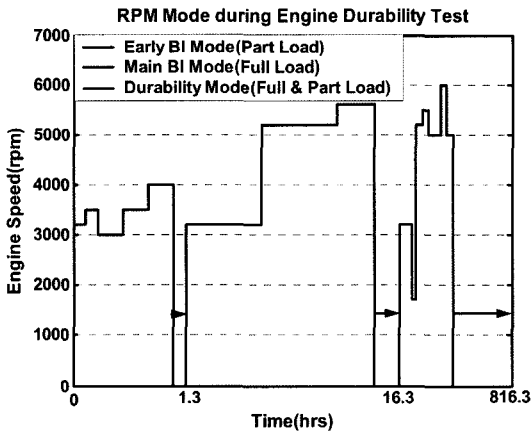
본 연구를 위해 사용한 엔진에 대한 주요 제원은 Table 3에 나타나 있으며, 피스톤 및 링에 대한 주요 제원은 Table 4에 주어지 있다.

**Table 3. Engine Specifications**

Engine Type	L-4, DOHC (4V)
Fuel	Gasoline
Displacement (L)	1.5
Bore Diameter (mm)	76.5
Stroke (mm)	81.5
Connecting Rod Length (mm)	130
Compression Ratio	9.5

**Table 4. Piston-Ring Specifications**

Ring Type	Top Ring	2nd Ring	Oil Ring
Ring Thickness (mm)	3.25	3.25	2.90
Ring End Gap (mm)	0.38	0.38	0.46
Ring Width (mm)	1.5	1.5	2.92
Groove Width (mm)	1.55	1.55	3.02
Ring Tension (N)	12.5	8.0	19.6

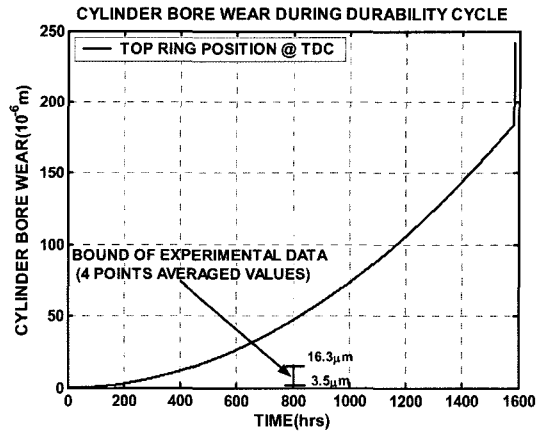


**Fig. 2. RPM mode during engine durability test.**

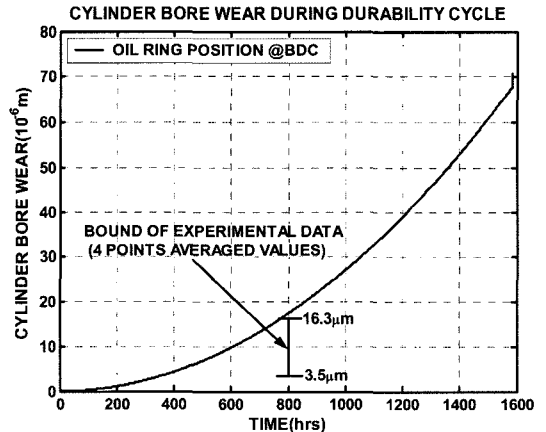
한편 피스톤 링 팩의 링 운동학, 링간 압력계산, 유막두께계산, 마찰계산 등의 방법은 문헌[9]과 같은 내용을 적용 했으며, 피스톤 링팩 형상 모델링 및 오일 소모계산은 문헌[10]의 방법을 사용하였다.

엔진 내구시험동안의 엔진속도 모드는 Fig. 2와 같이 주어진다. 본 연구에서 계산에 사용한 모드는 주 길들이기 모드와 내구 모드이다.

위와 같은 엔진 및 부품 제원에 대한 엔진시험 모드 동안 계산된 피스톤 링 외주면 마모 및 링 그루브 내 상하측면 마모 및 실린더 보아는 다음과 같이 나타났다.



**Fig. 3. Cylinder bore wear at top ring position @ TDC during engine durability cycle.**



**Fig. 4. Cylinder bore wear at oil ring position @ BDC during engine durability cycle.**

**3-1. 실린더 보아 마모**

본 해석결과 상사점(TDC)와 하사점(BDC)에서 톱링이 위치하는 곳의 실린더 보아 마모는 Fig. 3와 Fig. 4에 나타난 바와 같이 시간이 지남에 따라 곡선적으로 증가했다. 800시간 내구시험 후에 3대의 엔진에 대하여 실린더 보아를 길이방향으로 4등분한 곳에서 각각 측정된 마모값의 평균값의 측정 범위와 비교하였다. 이때 계산된 보아 마모량은 상사점에서 측정값의 상한치의 약 2배 정도를 나타냈고, 하사점에서는 측정값의 상한치 정도를 나타냈다. 이는 상사점에서의 마모가 하사점에서의 마모보다 상당히 크다는 것을 감안하면 계산치는 실마모량과 크게 차이난다고 볼 수 없다. 참고로 800시간 내구시험은 10만 km 실차내구시험과 같은

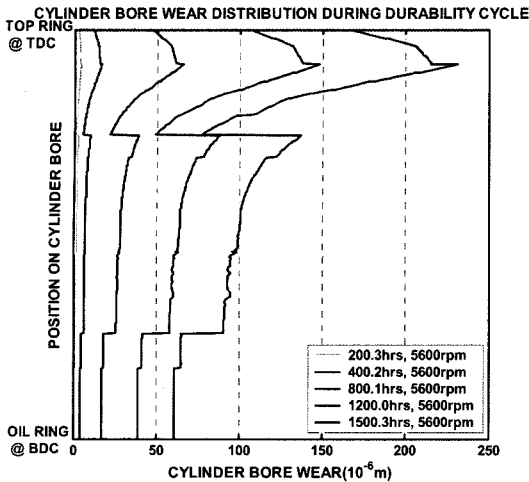


Fig. 5. Cylinder bore wear distribution along liner axial direction at various times.

효과를 갖고 있다.

계산결과 내구시험이 약 1583시간 지난 후 갑자기 마모량이 급하게 상승하였다. 급상승 직전의 보아 마모량은 상사점에서는 184  $\mu\text{m}$  정도였고, 하사점에서는 약 67  $\mu\text{m}$  정도로 계산되었다. 이는 800시간 내구 시험에서의 비교로부터 실 측정치의 평균값보다 상사점에서는 2배 이상 많은 값으로 추정되며, 하사점에서는 상한값 정도로 추정 할 수 있다.

내구 시험동안 실린더 보아의 위치에 따른 마모 분포는 Fig. 5에 도시되었다. 이는 링 장력과 연소압으로 인한 링에 작용하는 측면력만을 고려한 마모량이다. 그 결과는 내구시간이 증가함에 따라 그 증가 량이 크게 나타났으며, 전반적으로 불 때 연소 폭발 후 압력이 큰 상사점 바로 밑에서 제일 크게 나타났으며 하사점에서는 오일링장력으로 인한 마모량만이 나타나므로 작게 나타났다. 본 일차원 계산의 결과로는 마모의 형태가 매우 거칠게 나타났으나 그 형태는 일반적인 보아 마모 패턴 [8]과 유사하게 나타났다. 마모량의 최대 정점은 중간링의 영향이 처음 미치는 곳에서 일어나며, 이는 높은 연소실 압력으로 인한 톱링과 중간링에 의해 일어나는 마모이다. 두번째 튀는 마모량은 오일링이 처음으로 작용하는 시점에서 일어난다.

3-2. 피스톤 링 외주면 마모

본 해석결과 피스톤 링 외주면 마모는 Fig. 6에 나타난 바와 같이 시간이 지남에 따라 증가했으며 링 장력이 큰 오일링의 마모 증가량이 제일 컸으며, 그 다

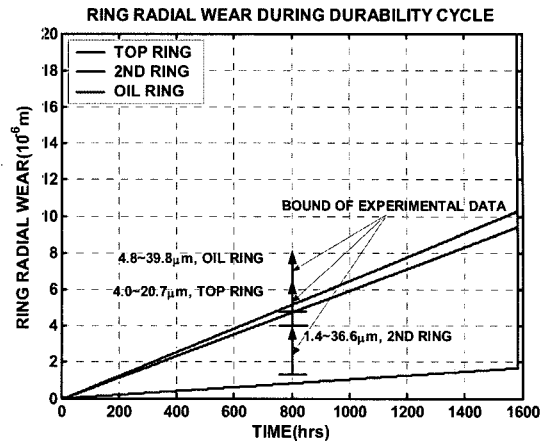


Fig. 6. Ring radial wear during engine durability cycle.

음이 톱링이며, 링 장력이 작은 중간링은 마모 증가량이 낮게 나타났다. 본 계산 결과 링 외주면 마모는 초기부터 직선적으로 증가하는 경향을 나타내고 있다. 800시간 내구시험 후 측정된 마모값과 비교시 오일링과 톱링의 마모량은 측정값의 하한치를 나타냈으며 중간링의 경우는 측정치의 하한값보다 약간 작게 계산되었다. 계산결과 엔진내구시험이 약 1583시간 지난 후 갑자기 마모량이 급하게 상승하기 시작하였다. 이 시점은 실차내구로 197,875 km 정도이다. 급상승 직전의 톱링의 마모량은 약 9~10  $\mu\text{m}$  정도로 계산되었다. 이는 800시간 내구 시험에서의 비교로부터 실 측정치의 하한 값으로 볼 수 있다.

링 외주면 마모로 인한 링 엔드 갭의 증가는 Fig. 7

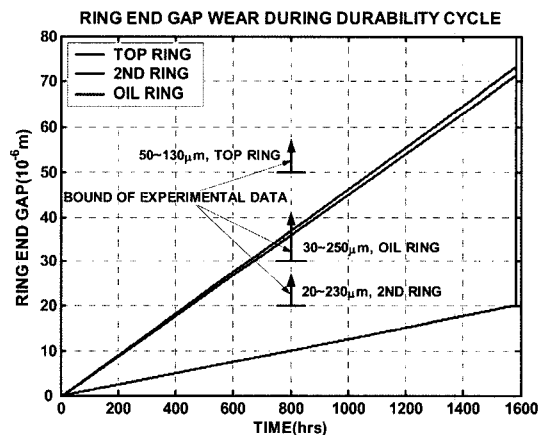


Fig. 7. Ring end gap change during engine durability cycle.

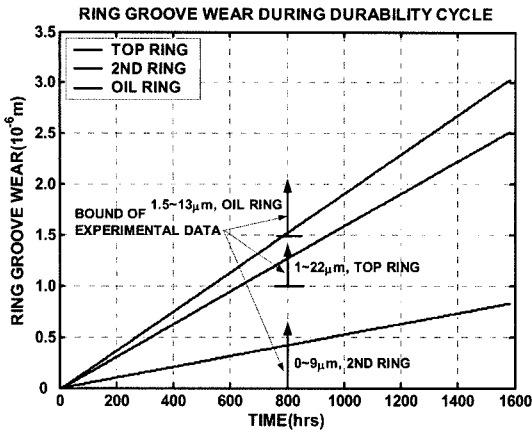


Fig. 8. Wear inside ring groove during engine durability.

에 도시되어 있다. 링 외주면 마모 증가율과 유사하게 그 증가율은 오일링과 튼링은 비슷한 수준으로 높았으며, 중간링은 낮게 나타났다. 800시간 내구시험 후 측정된 엔드 갭 변화량과 비교시 오일링의 변화량은 측정값의 하한치를 나타냈으며, 튼링과 중간링은 하한치보다 약 10 μm 정도 낮은 값을 나타냈다. 내구시험이 약 1583시간 지난 후 링 외주면 마모와 마찬가지로 갑자기 엔드 갭 변화량이 급하게 상승하였다. 급상승 직후의 튼링의 엔드 갭 변화량은 약 70 μm 이상으로 계산되었다.

3-3. 링 그루브 마모

링 그루브 마모는 Fig. 8에 도시된 바와 같이 오일링 그루브의 마모 증가율이 가장 컸으며, 그다음이 튼링 그루브이고, 중간링 그루브 마모는 작게 나타났다. 800시간 내구 시험 후 측정된 마모량과 비교시 세개의 링이 모두 측정값의 하한치를 나타내고 있다. 약 1583시간이 지난 후 그루브 마모량은 오일링과 튼링 그루브는 2.5~3.0 μm 정도이며, 중간링 그루브의 마모량은 약 1 μm 정도로 작은 값을 나타냈다. 이는 실측값의 하한값으로 볼 수 있다. 그러나 내구 끝 부근에서 갑작스런 마모 증가는 나타나지 않았다.

3-4. 오일소모

링의 축방향 상하 운동을 내구 1583시간 전후로 비교한 그림이 Fig. 9와 Fig. 10에 도시되어 있다. 특히 오일소모와 직접관계가 있는 튼링이 위로 움직이는 시점과 지속되는 시간을 보면 내구 1583시간 전후로 차

Vertical Position of Piston Rings at 1582.9hrs, 5200 rpm, WOT

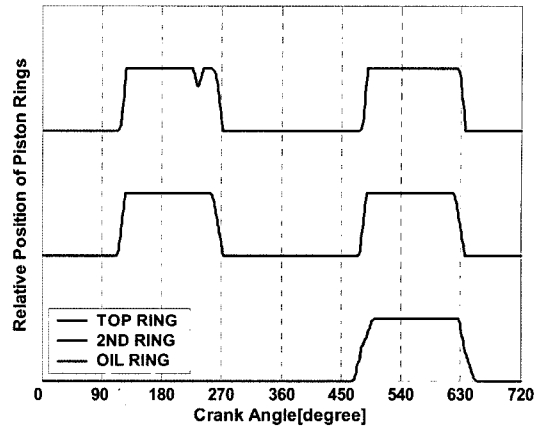


Fig. 9. Ring axial motion before 1583 hrs of engine durability cycle.

Vertical Position of Piston Rings at 1583.3hrs, 5200 rpm, WOT

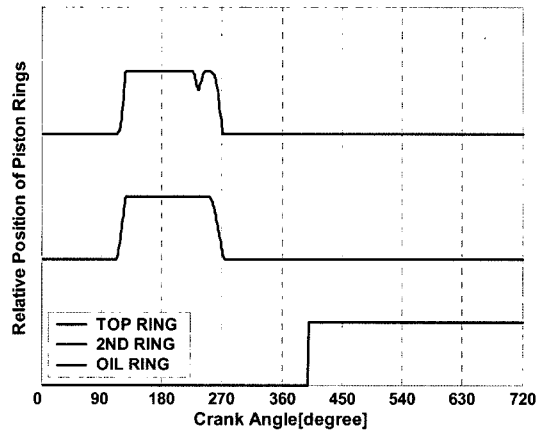


Fig. 10. Ring axial motion after 1583 hrs of engine durability cycle.

이가 나는 것을 볼 수 있다. 내구 1583시간 전에는 470~650 크랭크 각 사이에서 튼링이 위쪽에 떠 있었으나, 그 이후로는 400~720 크랭크 각 사이에서 오래 지속되었다. 이는 Fig. 11와 Fig. 12에 도시되어 있는 두번째 랜드의 압력 차이로 설명되어 질 수 있다.

엔진 내구 시험동안의 브로우바이와 오일소모 경향은 Fig. 13에서 Fig. 16에 도시되어 있다. 브로우바이와 오일소모는 내구 약 1583시간 전까지는 엔진속도 (rpm)에 따라 거의 일정한 량을 나타내고 있다. 브로우바이는 10 l/min 이하이며, 오일소모는 약 12 g/hr 이하의 값을 나타냈다. 이 값들은 규제치를 만족하는 값들이다. 그러나 약 1583시간이 지난 후에는 급격히 그

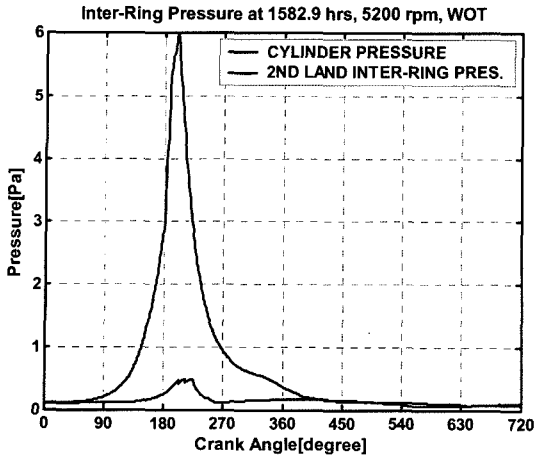


Fig. 11. Inter ring pressure at second land before 1583 hrs of engine durability cycle.

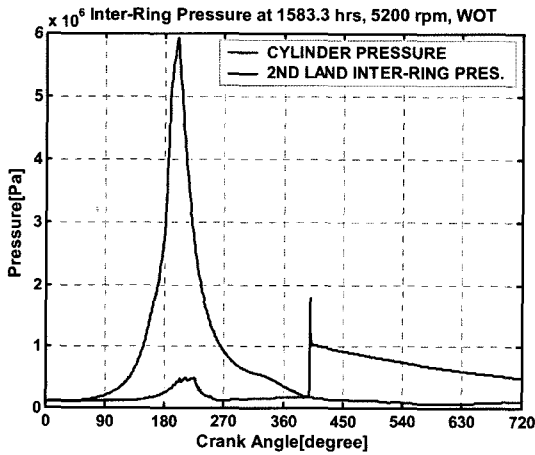


Fig. 12. Inter ring pressure at second land after 1583 hrs of engine durability cycle.

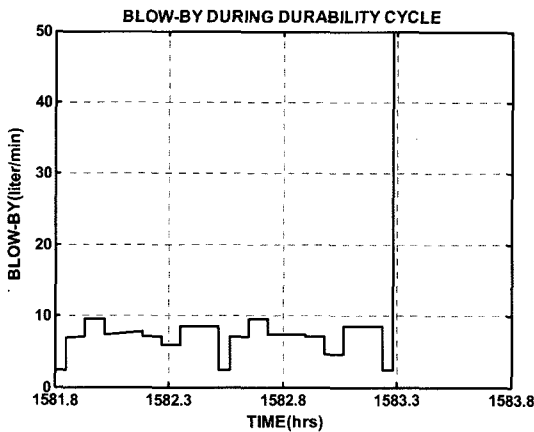


Fig. 13. Blow-by trend during engine durability cycle.

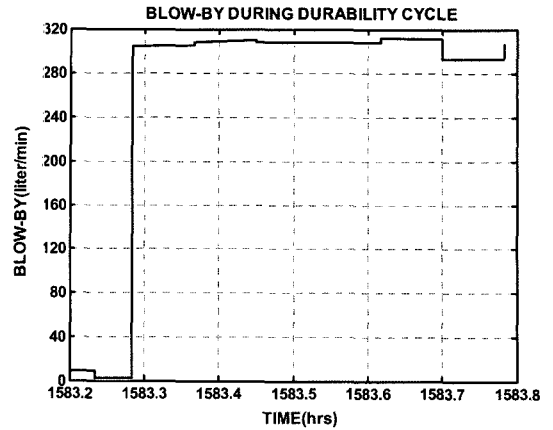


Fig. 14. Blow-by trend at the end of engine durability cycle.

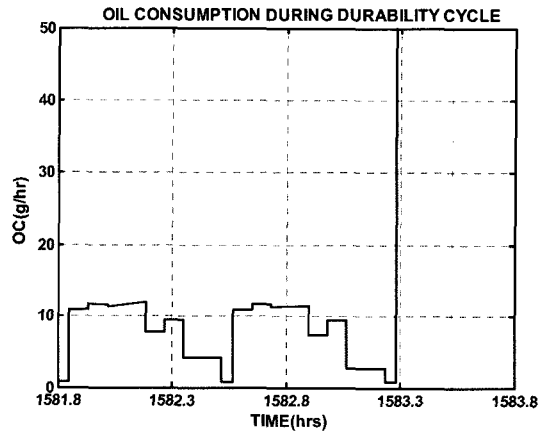


Fig. 15. Oil consumption trend during engine durability cycle.

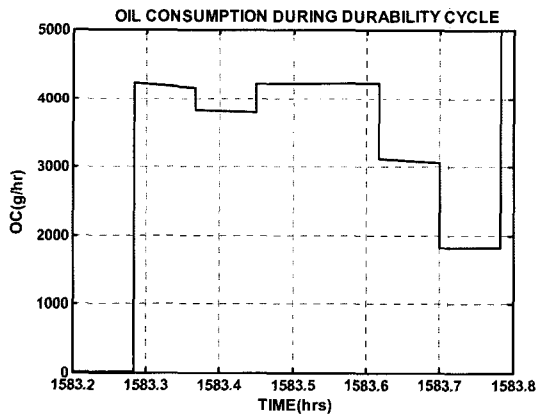


Fig. 16. Oil consumption trend at the end of engine durability cycle.



량들이 증가하고 있음을 알 수 있다. 브로우바이는 백 배 이상 증가하였으며, 오일소모는 천배 이상 증가하였다. 이는 링과 실린더 보아의 마모로 인해 어느 순간 링과 링간의 공간의 변화로 압력이 변하여 생기는 현상으로 볼 수 있다. 이 결과로부터 피스톤 링 팩의 내구에 대한 한계를 알 수 있었다. 결과적으로 본 시험엔진의 링 및 실린더 보아 마모로 인한 오일소모 증가 측면에서의 수명은 1583시간 정도되며 이는 실차 내구 197,875 km 정도이다.

4. 결 론

1. 계산결과 실린더 보아 마모는 4곳에서 측정된 평균 측정치 범위와 비교시 상사점에서는 측정범위의 상한값의 두배정도 나타났으며, 하사점에서는 측정범위의 상한치를 나타냈다. 보아 위치에 따른 마모 형태가 거칠지만 일반적인 경향의 형태를 나타내고 있다. 시간이 지남에 따라 마모 증가폭이 크게 나타났으며, 톱링의 영향이 가장 큰 것으로 나타났다. 상사점을 지난 후 연소압이 높은 곳에서 마모가 크게 나타났다. 한편 본 해석 엔진은 내구 1583시간이 지난 후 마모가 급격히 증가함을 나타내고 있다.
2. 링 외주면 마모 경향이 초기부터 직선적으로 증가하는 경향을 나타내고 있다. 한편 계산된 마모량은 측정값 범위의 하한치를 나타내고 있어 마모경향 예측에 어느 정도 유용한 계산 결과를 보이고 있다. 따라서 본 계산 결과로 링 외주면 마모의 하한 값을 예측할 수 있었으며, 또한 마모 값이 갑자기 증가하는 시점을 알 수 있었다. 즉 내구 1583시간이 지난 후 링 외주면 마모가 갑자기 증가한 후 피스톤-링 팩 역학구조가 극한 상황이 되어 엔진이 사용한계에 도달하였음을 알아 낼 수 있었다.
3. 링 그루브 마모는 내구 시간이 지남에 따라 계속 조금씩 증가하지만 갑작스런 증가는 나타나지 않았다.
4. 피스톤 링과 링 그루브 및 실린더 보아의 마모 증가로 인한 엔진오일 소모는 1583시간 후 갑자기 증가하는 경향을 나타냈다. 이와 같은 오일소모 과다증가에 대한 가장 밀접한 관계는 피스톤 링 외주면 마모에 있음을 알 수 있었다. 결과적으로 마모와 오일소모 측면에서 본 엔진의 내구 수명은 약 1583시간이 된다

고 보며 이는 실차 내구 약 197,875 km가 된다고 볼 수 있으며, 본 해석엔진에 대해서는 이 시점을 엔진 내 부품 교환 및 엔진 교환시기로 볼 수 있다.

후 기

이 논문은 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구이며 (과제번호 : R05-2004-000-10121-0) 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. Hoult, D. P. and Shaw II, B. T., "The Puddle Theory of Oil Consumption," *Tribology Transactions*, Vol. 37, No. 1, pp. 75-82, 1994.
2. Taylor, G. I., "Deposition of a Viscous Fluid on the Wall of a Tube," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 10, pp. 161-165, 1961.
3. Greenwood J. A. and Tripp J. H., "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surface," *Proc. ImechE*, Vol. 185, pp. 625-633, 1971.
4. Schneider, E. W., Blossfeld, D. H. and Balnaves, M. A., "Effect of Speed and Power Output on Piston Ring Wear in a Diesel Engine," *SAE Trans. 880672*, 1988.
5. Chung, Y., Chun, S. M., Kim, S. I., and Brombolich, L. J., "Adhesive Wear Model of Piston Ring for a Diesel Engine," *Proceedings on 1994 KSAE Fall Conference*, KSAE 943885, pp. 56-67, 1994.
6. Ting, L. L. and Mayer, J. E., Jr., "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analyses, Part I-Theory," *J. Lubr. Technol.*, 96F, p. 305, 1974.
7. Ting, L. L. and Mayer, J. E., Jr., "Piston Ring Lubrication and Cylinder Bore Wear Analyses, Part II-Theory Verification," *J. Lubr. Technol.*, 96F, p. 258, 1974.
8. Ting, L. L., "Lubricated Piston Rings and Cylinder Wear," *Wear Control Hand Book*, edited by M. B. Peterson and W. O. Winer, ASME, New York, N. Y. pp. 609-665, 1980.
9. Chun, S. M., "A Basic Study on Piston-Ring Pack," *Journal of the KSTLE*, Vol. 21, No. 2, pp. 83-92, 2005.
10. Chun, S. M., "A Study on Engine Oil Consumption," *Journal of the KSTLE*, Vol. 21, No. 6, pp. 296-301, 2005.