

엔진 내구시험 시 링 외주면 및 그루브 마모에 관한 연구

전 상 명†

호서대학교 자동차공학과

A Study on Ring Face and Groove Wear during Engine Durability Test

Sang Myung Chun†

Dept. of Automotive Engineering, Hoseo University

Abstract – Ring and groove wear may not be a problem in most current automotive engines. However, a small change in ring face and groove geometry can significantly affect the lubrication characteristics and ring axial motion. This in turn can cause to change inter-ring pressure, blow-by 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 and grooves are obtained from three engines before and after engine durability test. The calculated wear data of each part are turn out to be at the lower bound of averaged test values or a little below.

Key words – ring face wear, ring end gap, ring groove 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 쪽에 대한 마모 해석을 다루었다. 전자에서는 링 외주면 마모를 다루고, 후자에서는 링 그루브 측면 마모를 다룬다.

마모로 인한 링 외주면과 그루브 측면과 라이너의 표면 형상의 변화는 링 팩 운전에 큰 영향을 미친다. 엔

진 운전사이클 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 링팩 튜닝이 정교하여 엔진 운전 중 링 외주면 윤활과 오일 굼어내리는 현상 변화가 심하지 않다고 볼 때, 링 외주면의 마모와 이 지역에서 라이너에 생기는 과도 마모 패턴은 링의 앤드 갭을 넓힐 가능성으로 인하여 브

†주저자 · 책임저자 : sangmchun@hanmail.net

로우바이와 블로우백의 값이 상대적으로 크게 나타나며, 이로 인해 틱링이 들러지는 시점에서의 앤드갭을 통한 오일소모에도 큰 영향을 준다. 본 논문에서는 주어진 운전조건과 주어진 형상에 대하여 링 외주면과 라이너 위에 나타나는 마모 하중 분포의 계산을 통해 링 마모 문제를 다루었다. 또한 그루브의 확장이 링의 씰 링 능력에 영향을 주기 때문에 그루브 내에서 축방향과 반경방향으로의 링 운동으로 인한 링-그루브 접촉면에서의 마모도 다루었다.

일반적인 마모 하중 계산과 링 마모 이론에 대한 배경은 다음과 같다.

1-1. 마모 하중 계산 방법

입의 표면에서의 돌기와의 접촉력을 계산하는 과정은 다음과 같다.

예를 들어 두 표면의 틱새가 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[1]이 사용되어진다.

$$P_{asp} = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma\beta\eta)^2 E \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} F\left(\frac{h(z)}{\sigma}\right) \quad (1)$$

여기서

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

위식에 나타난 평균 돌기 높이(σ)와 돌기의 곡률반경(β)과 단위 표면적 당 돌기 밀도(η)는 표면 거칠기 매개변수들이다. 한편 E 는 접촉 금속의 합성 탄성계수이다. 이와 같이 계산된 접촉압력을 사용하여 링 및 실린더 보아 표면위의 반경방향 힘은 다음 방정식(3)을 사용하여 계산되어 질 수 있다.

$$F_{asp} = \left(\int_0^l P_{asp}(z) dz \right) \pi D_b \quad (3)$$

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

1-2. 링 마모 연구 배경

마찰 변화는 마모 방식(mode)의 변화를 나타내는 지표라고 볼 수 있다. 비록 마찰계수가 마모율을 예측할 수 있는 직접적인 상관관계를 가지는 것은 아니지만,

마모로의 천이를 예측하는 지표가 될 수 있다. 미끄럼계에서의 전체 마모 부피양은 마찰기록에 의해 나타난 마모 과정의 변천과 일치되는 비례관계에 놓이므로 예측될 수 있다. 다만 이러한 경우는 주어진 마찰계의 마모 전 후 변천과정에서의 마모율이 알려진 경우에 한정된다.

미끄럼 거리가 같다면 응착(adhesive) 마모율은 접촉면에 가하여진 수직하중에 비례한다는 것[2]이 실험적으로 증명되었다. 비 윤활 피스톤 링의 마모에 대한 수학적 모델[3]은 다음과 같이 제시되었다.

$$\frac{dw}{dt} = 0.25k_w k_r P_m V_m \quad (4)$$

여기서 k_w 는 마모 계수(MPa^{-1}), k_r 는 온도 편차 계수로서 흡입측 온도와 토출측 온도의 비($T_{suction}/T_{discharge}$)이다. P_m 은 평균유효압력(MPa)이며, V_m 은 평균 속도(m/sec)이다. 본 모델은 윤활상태를 고려하지 않았으며, 운전 상태에서의 마모는 제대로 설명이 되지 못한다. 기계부품의 운전 상태 마모에 대한 마모 산술식[4]은 다음과 같이 제시되었다.

$$V_m = V_0(1 - \exp(-ns)) \quad (5)$$

여기서 V_0 은 미끄럼 거리 s 에 대한 부피 손실량을 말하며, V_0 는 접촉점에서 초기에 입수 가능한 부피를 말한다. n 은 적용하중에 관계되는 비례상수이고, s 는 미끄럼 길이이다. 여기서 미끄럼 길이가 무한히 커지면 마모율이 0에 접근한다. 즉, 마모가 전혀 일어나지 않는다고 보아야 하므로 이는 물리적으로 타당하지 못하다.

마모계수를 도입한 부피 손실량[5,6]은 다음과 같이 제안되었다.

$$V_m = \eta_1 F_n s \quad (6)$$

여기서 η_1 은 정상상태 마모계수이고, F_n 은 두 표면사이에서 돌기접촉에 의해 받는 수직하중으로 본 논문에서는 방정식 (3)의 F_{asp} 를 적용하였다. 이 식은 단순히 정상상태에서의 부피 손실량을 나타낸다. 즉, 초기 길들이기(break-in) 상태에서의 운전상태 마모는 고려되지 못했다.

한편, 피스톤 링 마모율에 대한 실험적 경험식[7]은 다음과 같이 제안되었다.

$$\frac{dw}{dt} = a \cdot \exp(-bt) + c \quad (7)$$

여기서 a 는 시간 0에서의 초기 길들이기(break-in)로 인한 마모율이며, b 는 주 길들이기의 시간관계상수이다. c 는 길들이기가 끝난 후 마모율이다.

2. 적용 마모 이론

2-1. 링 마모 이론

엔진 운전 중의 링 마모 모델은 다음과 같은 가정이 취해졌다.

i) 피스톤의 측면운동과 피스톤 링의 홈 내에서 경사 운동은 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.

운전(running-in) 모드 마모를 고려한 하중계수를 도입하여 방정식 (5)를 다시 쓰면 다음과 같다.

$$V_w = V_o(1 - \exp(-kF_n s)) \quad (8)$$

여기서 k 는 운전(running-in) 모드에서의 마모계수이다. 정상상태 마모를 나타내는 방정식 (6)과 운전 모드 마모 방정식 (8)을 조합함으로써 피스톤 링의 부피 손실량을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$V_w = V_o(1 - \exp(-kF_n s)) + \eta_1 F_n s \quad (9)$$

사실상 두 마모계수 k 와 η_1 은 재료의 특성적 마모거동을 결정하는 요소라 할 수 있다.

한편 피스톤 링의 마모된 부피는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_w = \pi \left(\left(\frac{D_r}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_r}{2} - W_l \right)^2 \right) T_r \quad (10)$$

여기서 D_r 은 링 지름, T_r 은 링 두께, W_l 은 링의 마모된 폭이다. 피스톤 링의 지름이 마모된 폭보다 훨씬 크므로 즉, $D_r \gg W_l$ 이므로, W_l^2 항을 무시하면 방정식 (7)은 다음과 같이 된다.

$$V_w \approx \pi D_r W_l T_r \quad (11)$$

따라서 방정식 (11)을 방정식 (9)에 대입하고 시간의 함수로써 나타내보자.

$$V_w = V_o(1 - \exp(-kF_n s)) + \mu F_n s = \pi D_r W_l T_r$$

여기서 $s = U_p t$ 이며, U_p 는 피스톤 속도이다. 따라서 위의 식은 다음과 같이 된다.

$$V_o(1 - \exp(-kF_n U_p t)) + \eta_1 F_n U_p t = \pi D_r W_l T_r$$

위의 식을 정리하여 링의 마모 폭으로 표현하면 다음과 같다.

$$W_l = \frac{1}{\pi D_r T_r} (V_o(1 - \exp(-kF_n U_p t)) + \eta_1 F_n U_p t) \quad (12)$$

여기서 η_1 , k , V_o 는 최소유막두께, 공칭유효표면조도, 오일점도, 경도, 실점축면적 및 온도의 함수로써 나타낼 수 있는 계수들이다.

참고로 η_1 는 경도(H)와 실점축면적(A_s)과 다음과 같은 관계[5]에 있다.

$$\eta_1 \propto (3HA_s)^{-1} \quad (13)$$

또한 V_o 는 초기유효표면조도와 실점축면적의 함수로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_o = V_o(A_s, \sigma_{eff}) \quad (14)$$

여기서 $\sigma_{eff} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2}$ 이다.

본 논문에서는 V_o 를 평균값으로 표현했으며, 본 시험엔진의 초기 길들이기 모드(early break-in mode)에서의 마모 입수부피 값이다. 또한 k 와 η_1 는 직접적으로 계산된 값이 아니라 다른 실험 연구[7,8]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.

i) 엔진내구모드의 각 엔진 속도에 따라 링의 속도와 수직하중을 구한다.

ii) 각 엔진 속도에서의 V_o , k 및 η_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 η_1 및 V_o 의 값은 Table 1에 나타나 있다. 본 값은 대형디젤엔진에 대해 적용한 값 [8]과 비교시 같은 크기의 차수(order) 내에서 조금씩 작은 값을 나타낸다.

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

Ring type	V_0 (m ³)	k (1/(N·m))	η_i (m ² /N)
Top Ring	0.124×10^{-8}		
2nd Ring	0.216×10^{-8}	4.29×10^{-10}	1.10×10^{-18}
Oil Ring	0.192×10^{-8}		

한편 경계윤활 조건에서 주철에 대한 핀-링(pin on ring) 시험[9]을 통하여 비 마모율이 $10^{-19} \sim 10^{-16}$ (m²/N 혹은 m³/(W·s))의 범위에 있음을 보이며, 본 연구에 사용한 정상상태 마모계수 η_i 이 이 범위에 속하고 있음을 볼 수 있다.

2.2. 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 유체윤활에 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 회전에 의한 영향은 아직 확실히 규명되지 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_{sap})의 계산은 방정식 (1)과 같이 돌기 접촉력으로 기술하였고, 이를 링과 그루브의 측면에 작용하는 마모하중 분포로 보았다.

이러한 링 그루브 표면의 마모하중 분포는 아래와 같이 단위 면적당 마모동력(W_{wear})식 [10]으로 표현될 수 있다.

$$W_{wear}(W/m^2) = \frac{1}{T} \int_0^T [P_{asp} V] dt \quad (18)$$

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.

$$R_{wear}(m^3/s) = \frac{C_{wear} \times \int (W_{wear}) dA}{BHN \times 98.1 \times 10^6} \quad (19)$$

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 시간 간격에 대해 적분하여 구했다. 또한 마모계수는 축방향 운동과 반경방향운동에 대해 따로 적용하였으며 축방향운동에 대해서는 속도변화 시기가 빈번하지 않기 때문에 링 종류에 관계없이 같은 값을 사용하였고, 반경방향에 대해서는 링 종류에 따라 다르게 적용하였다. 본 연구에서는 마모계수 값을 변화시켜 가며 마모량을 계산한 뒤에 엔진내구시험 후 측정된 실험적 마모량과 비교하여 마모계수 값을 Table 2와같이 결정하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구를 위해 사용한 엔진에 대한 주요 제원은 Table 3에 나타나있으며, 피스톤 및 링에 대한 주요 제원은 Table 4에 주어져 있다.

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 motion	55	125
	Radial motion	875	
2nd ring groove	Axial motion	55	125
	Radial motion	225	
Oil ring groove	Axial motion	55	125
	Radial motion	350	

Table 3. Engine 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

Table 4. Piston-ring 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

한편 피스톤 링 팩의 링 운동학, 링간 압력계산, 유막두께계산, 마찰계산 등의 방법은 문헌[11]의 내용을 적용 했으며, 피스톤 링 팩 형상 모델링은 문헌[12]의 방법을 사용하였다.

엔진 내구시험동안의 엔진속도 모드는 Fig. 1과 같이 주어진다. 초기 길들이기 동안의 마모는 초기 입수 가능부피 V_0 , 즉 초기 길들이기 마모부피로서 고려되었으므로 시험모드에서 제외하였고, 계산시 사용한 엔진 시험모드는 주 길들이기모드와 내구모드이다.

한편 링 외주면 마모량과 링 엔드갭(end gap) 마모량과의 관계는 다음과 같은 관계식을 사용한다.

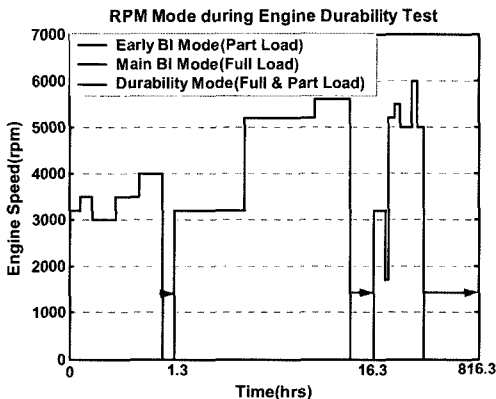


Fig. 1. RPM mode during engine durability test.

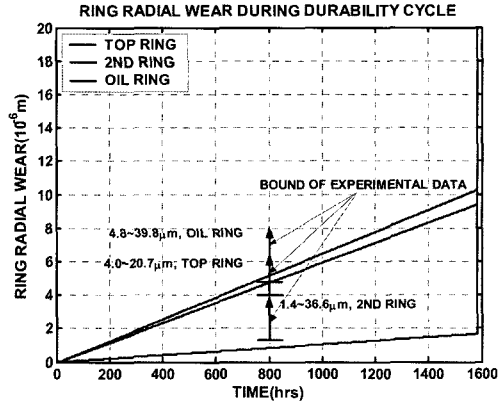


Fig. 2. Ring radial wear during engine durability cycle.

$$RingFaceWear = EndGapWear/2\pi$$

위와 같은 엔진 및 부품 제원에 대한 엔진내구시험 모드동안 계산된 피스톤 링 외주면 마모 및 링 엔드갭 마모와 링 그루브 내 상하측면 마모는 부록에 있는 Fig. A와 같은 절차로 계산하였으며, 본 연구에서 사용한 시험엔진의 마모 측정값은 3대의 엔진의 측정값 밴드를 나타낸다.

3-1. 피스톤 링 외주면 마모

본 해석결과 피스톤 링 외주면 마모는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 시간이 지남에 따라 증가했으며 링 장력이 큰 오일링의 마모 증가량이 제일 컸으며, 그 다음이 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. 참고로 800시간 내구시험은 10만 km 실차내구시험과 같은 효과를 갖고 있다. 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 μm 정도로 계산되었다. 이는 800시간 내구 시험에서의 비교로부터 실 측정치의 하한 값으로 볼 수 있다.

내구시험이 약 1583시간 지난 후에는, Fig. 3에서와 같이, 그 이전과는 다르게 마모 증가율의 크기는 중간링, 톱링, 오일링 순으로 나타났다. 그 값은 중간링과 톱링은 약 2천 μm까지 이르렀고 오일링은 수백 μm가

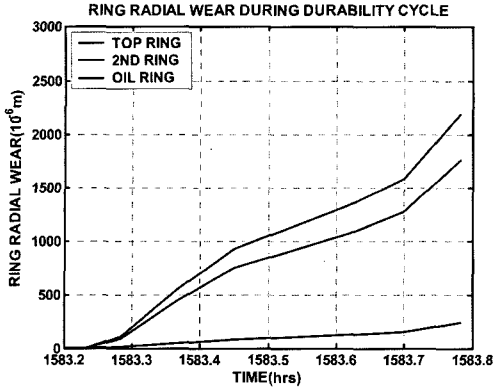


Fig. 3. Ring radial wear at the end of engine durability cycle.

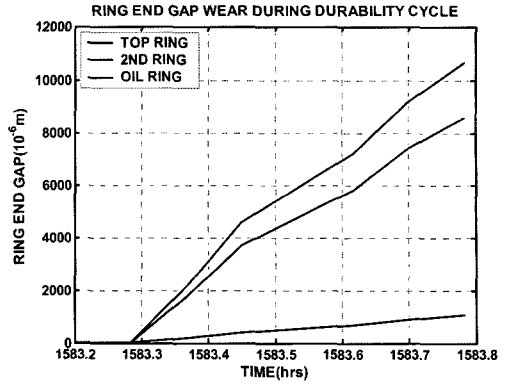


Fig. 5. Ring end gap wear at the end of engine durability cycle.

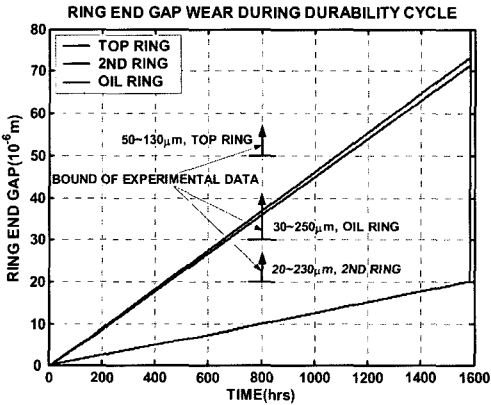


Fig. 4. Ring end gap change during engine durability cycle.

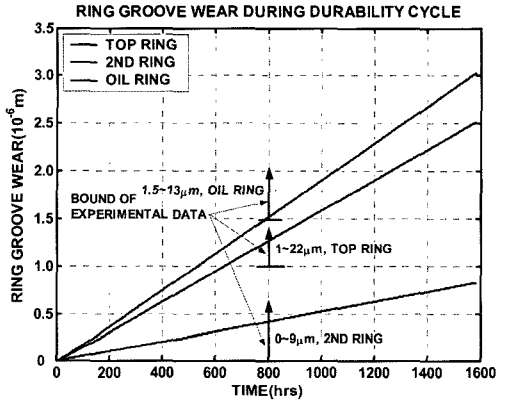


Fig. 6. Wear inside ring groove during engine durability.

지 증가했다. 그 이상에서는 마모로 인한 링 형상의 심한 변화로 더 이상이 계산이 불가능 했다.

링 외주면 마모로 인한 링 엔드 갭의 증가는 Fig. 4에 도시되어 있다. 링 외주면 마모 증가율과 유사하게 그 증가율은 오일링과 톱링은 비슷한 수준으로 높았으며, 중간링은 낮게 나타났다. 800시간 내구시험 후 측정된 엔드 갭 변화량과 비교시 오일링의 변화량은 측정값의 하한치를 나타냈으며, 톱링과 중간링은 하한치 보다 약 10 μm 정도 낮은 값을 나타냈다. 내구시험이 약 1583시간 지난 후 링 외주면 마모와 마찬가지로 갑자기 엔드 갭 변화량이 급하게 상승하였다. 급상승 직후의 톱링의 엔드 갭 변화량은 약 70 μm 이상으로 계산되었다.

내구시험이 약 1583시간 지난 후에는, Fig. 5에서와 같이, 엔드 갭 증가율의 크기는 중간링, 톱링, 오일링

순으로 나타났다. 그 값은 중간링과 톱링은 약 1만 μm에 육박하였고 오일링은 수천 μm까지 증가했다. 그 이상에서는 마모로 인한 링 형상의 심한 변화로 더 이상이 계산이 불가능 했다.

3-2. 링 그루브 마모

링 그루브 마모는 Fig. 6에 도시된 바와 같이 오일링 그루브의 마모 증가율이 가장 컸으며, 그다음이 톱링 그루브이고, 중간링 그루브 마모는 작게 나타났다. 800시간 내구 시험 후 측정된 마모량과 비교시 세개의 링이 모두 측정값의 하한치를 나타 내고 있다. 약 1583시간이 지난 후 그루브 마모량은 오일링과 톱링 그루브는 2.5~3.0 μm 정도이며, 중간링 그루브의 마모량은 약 1 μm 정도로 작은 값을 나타냈다. 이는 실측 정값의 하한값으로 볼 수 있다. 한편 그루브 마모는 급상승하는 현상이 나타나지 않았다.

4. 결 론

본 계산에 의한 링 외주면의 마모 경향은 초기부터 직선적으로 증가하는 경향을 나타내고 있다. 한편 계산된 마모량은 평균 측정값 범위의 하한치를 나타내고 있어 마모경향 예측에 어느 정도 유효한 계산 결과를 보이고 있다. 따라서 본 계산 결과로 링 외주면 마모의 하한 값을 예측할 수 있으며, 또한 마모 값이 갑자기 증가하는 시점을 알 수 있다. 이 시점에서 피스톤-링 팩 역학구조가 극한 상황이 되어 사용관계에 도달할 수 있음을 알아 낼 수 있다. 피스톤 링의 역할이 블로우바이 가스 및 오일의 흐름을 제어하는 것으로 볼 때, 본 연구에 고려한 엔진의 피스톤 링 내구한계는 약 1583시간(실차내구 197,875 km)이었다.

후 기

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

참고 문헌

1. J. A. Greenwood and J. H. Tripp, "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surface," *Proc. ImechE*, Vol. 185, pp. 625-633, 1971.
2. N. P. Suh and N. Saka, "Fundamentals of Tribology,"

The MIT Press, Cambridge, Massachusetts, 1978.

3. Y. Wang, G. Chen and G. Jiao, "Wear Prediction for Unlubricated Piston Rings," *Wear*, Vol. 135, p. 227, 1990.
4. A. D. Sarkar, "Wear of Metals," Pergamon Press, Oxford, 1986.
5. N. C. Wallbridge and D. Dowson, "Distribution of Wear Rate Data and a Statistical Approach to Sliding Wear Theory," *Wear*, Vol. 119, p. 295, 1987.
6. H. J. Verbeek, "Tribological Systems and Wear Factors," *Wear*, Vol. 56, p. 81, 1979.
7. E. W. Schneider, D. H. Blossfeld and M. A. Balnaves, "Effect of Speed and Power Output on Piston Ring Wear in a Diesel Engine," *SAE Trans. 880672*, 1988.
8. Y. Chung, S. M. Chun, S. I. Kim and L. J. Brombolich, "Adhesive Wear Model of Piston Ring for a Diesel Engine," *Proceedings on 1994 KSAE Fall Conference*, KSAE 943885, pp. 56-67, 1994.
9. T. H. C. Childs and F. Sabbagh, "Boundary-Lubricated Wear of Cast Irons to Simulate Automotive Piston Ring Wear Rates," *Wear*, Vol. 134, p. 81, 1989.
10. S. D. Gulwadi, "Analysis of Tribological Performance of a Piston Ring Pack," *Tribology Transactions*, Vol. 43, No. 2, pp. 151-162, 2000.
11. S. M. Chun, "A Basic Study on Piston-Ring Pack," *Journal of the KSTLE*, Vol. 21, No. 2, pp. 83-92, 2005.
12. S. M. Chun, "A Study on Engine Oil Consumption," *Journal of the KSTLE*, Vol. 21, No. 6, pp. 296-301, 2005.

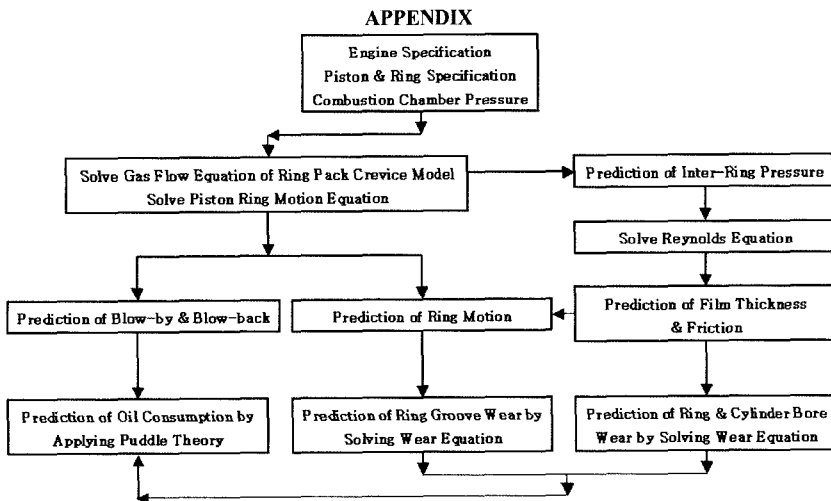


Fig. A Calculation procedure of piston-ring pack analysis.