

<논 문> SAE NO. 97370018

자동차용 디젤엔진 피스톤의 열변형 특성에 관한 연구

Study on the Thermal Deformation Characteristics of the Automotive Diesel Engine Piston

이 교 승*, 이 진 호**
K. S. Lee, Jinho Lee

ABSTRACT

A 3-dimensional finite element model was developed for the analysis of the automotive diesel engine piston. The model, which consists of a full piston to accommodate the eccentric bowl in the piston crown, is used to calculate steady state operating temperature, thermal stress and thermal deformation of the piston. Roundness measurement tests, which are new approaches to the analysis of piston abrasion and deformation, were done for the comparison of two states of a piston-before and after operation. Numerical prediction shows good agreement with roundness measurement test results.

주요기술용어 : Diesel engine(디젤엔진), Finite element model(유한요소모델), Temperature distribution(온도분포), Thermal stress(열응력), Thermal deformation(열변형), Roundness measurement(진원도측정)

1. 서 론

디젤엔진은 가솔린엔진에 비해서 그 효율이 상당히 높고 대용량의 일에 적합하기 때문에 산업체에서 광범위하게 사용되고 있으며 향후의 발전 가능성 또한 매우 크기 때문에 많은 연구가 진행 중이다. 그러나 배기가스에 의한 공해가 심하고

배기후처리 시스템의 개발이 미비한 관계로 가솔린엔진에 비해 다소 소홀히 다루어지고 있는 실정이다. 엔진연소실 구성요소인 피스톤이 연구대상일 경우, 연구의 초점은 열응력 집중에 의한 균열발생보다는 불균일한 온도분포에 의한 피스톤의 마찰과 열변형이 관심의 대상이다. 일반적으로 피스톤과 실린더 라이너 사이의 마찰 및 열변형의 감소를 위해서는 틈새간격(clearance)과 피스톤링 끝단간격(end-gap)이 적절히 유지되어야 한다. 만약 운전중, 적절한 틈새간격이 유

* 정희원, 연세대학원

** 정희원, 연세대학교 기계공학과

지되지 못하면 피스톤의 2차운동 발생에 의해서 마찰, 피스톤 슬랩 소음(piston slap noise), 스커핑(scuffing), 연소가스누출(blow-by) 등이 일어나며 또한 오일소모 및 동력손실에 큰 영향을 미친다. 최적의 틱새간격을 얻기 위한 방법은 크게 세가지로 나눌 수 있다. 첫째 피스톤 스커트의 열팽창을 조절하기 위하여 스트럿(strut)을 설치하는 방법으로써 일반적으로 강철(steel)이 많이 사용되며 이 경우 피스톤의 열팽창계수는 모재와 스트럿 재질의 평균값 크기 정도의 값을 갖게 되므로 열팽창 억제효과를 얻을 수 있다. 둘째 방법은 오일링홈(groove)에 트랜슬롯(translot)을 가공하여 피스톤 스커트의 유연성을 증가시키는 방법이다. 세번째 방법은 피스톤 밑면 냉각시 오일제트를 이용하여 부분적으로 최대 냉각효과를 얻기위한 방법으로 최근 많이 사용되는 냉각방식이다. 피스톤의 열변형을 동력손실과 배기가스 측면에서 고찰해 보면, 심한 경우 동력손실의 60% 정도가 마찰손실에 기인한다는 기존연구가 발표된 바 있으며 마모에 의한 틱새로 연소가스가 누출되면 탄화수소, 질소산화물, 일산화탄소, 발생량 및 동력손실이 급격히 증가한다. 그러므로 피스톤의 열거동 현상을 명확히 이해하고 이를 설계에 반영하기 위해서는 피스톤의 온도분포, 열응력 분포 및 열변형에 관한 연구가 선행되어야 한다. 본 연구에서는 엔진회전수 변화에 따른 자동차용 디젤엔진 피스톤의 온도분포, 열응력분포 및 열변형 특성을 조사하기

위하여 3차원 유한요소 모델을 구성, 정상상태에서의 피스톤 온도분포를 수치적으로 해석하였고 이를 기초로 피스톤의 열응력 및 열변형을 계산하였다. 또한 변형 및 마모해석에 새로운 접근방법으로 실험전·후 피스톤에 대한 진원도 측정실험을 통하여 피스톤의 예상 열변형과 실제 마모상태와의 비교·분석을 수행함으로써 수치해석의 타당성을 입증하였다. 본 연구에 사용된 엔진의 제원은 Table 1.1과 같다.

2. 수치해석

2.1 유한요소모델

일반적으로 피스톤해석의 경우 2차원 혹은 단순화된 3차원 모델이 많이 사용된다. 그러나 2차원이나 부분 3차원 모델은 전체영역에서의 열전달효과를 고려할 수 없고 열응력해석시 강성에 의한 역학적 거동효과를 고려할 수 없다. 본 연구에 사용된 모델은 피스톤 보울이 편심되어 있는 비대칭 모형으로, 피스톤에 대한 정상상태 열전달 및 열응력해석을 수행하기 위하여 3차원 유한요소모델을 구성하였으며 이를 Fig.2.1에 나타내었다.

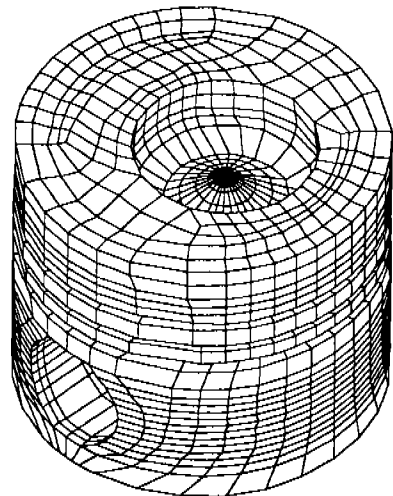


Fig.2.1 3-dimensional finite element model of a piston

Table 1.1 Specification of test engine

Type	Direct injection 6 cylinder
Induction type	Natural aspiration
Displacement volume	7545cc
Cylinder bore × stroke	118 × 115mm
Compression ratio	17.5
Fuel injection timing	14° BTDC
Ignition oprder	1-5-3-6-2-4
Maximum torque	495N·m at 1400rpm
Maximum power	123kW at 2200rpm

3차원 유한요소모델에서는 피스톤 크라운, 피스톤 보울, 링홈, 핀홀 등을 실제 피스톤의 기하학적 구조와 일치시키도록 모델링하였으며 모델 요소는 8개의 절점을 갖는 등방성 6면체(iso-parametric solid brick)로 구성하였다. 전체 영역은 4575개의 절점과 3156개의 요소로 이루어졌으며 수치해석은 범용 유한요소해석 프로그램, NISA II/DISPLAY III를 이용하여 수행하였다. Table 2.1에는 피스톤의 재질인 알루미늄합금의 물성치(300℃ 기준)를 나타내었다.

2.2 열전달 해석

고온, 고압의 연소가스로부터 실린더 헤드, 피스톤 크라운, 실린더 라이너 등과 같은 엔진의 각 구조체 표면으로의 열전달량은 연소가스온도와 벽온도의 순간 온도차이에 좌우된다. 연소 사이클 동안 급격한 유체운동과 열역학적인 상태의 지속적인 변화로 인해 연소실 내부의 연소가스온도와 열전달계수는 시간과 위치에 따라 계속 변화한다¹⁾. 따라서 엄밀한 의미에서는 크랭크 각도마다 구조체의 온도분포 및 열용량분포의 해석이 요구되나 기존의 연구들에 의하면 비정상상태로 간주해야 하는 부분은 화염면으로부터 불과 1~2mm 정도의 열적침투깊이(thermal penetration depth)이므로 피스톤을 비정상상태가 아닌 정상상태 열전달로 해석하여도 무리는 없다. 또한 금속의 열확산도가 높기 때문에 구조체 전체를 통해 비정상 열전도는 영향을 별로 끼치지 못하며 연소가스의 상태변화 주기가 온도의 확산속도보다 훨씬 빠르기 때문에 열전달 상태를 정상상태로 가정하는 것은 타당하다²⁾. 열전달이 이루어지는 피스톤의 경계면은 크게 세부분으로 나눌 수 있는데 첫째 연소가스와 접하는 피스톤 크라운,

둘째 오일 및 피스톤링과 접촉이 일어나는 링홈, 링랜드, 스키프트, 셋째 크랭크 케이스의 오일과 직접 접촉하는 피스톤 밑면으로 구성된다. 수치해석 결과에 대한 신뢰도는 경계조건으로 사용되는 대류열전달 조건 즉, 유체의 온도와 열전달계수를 얼마나 정확하게 적용하는가에 달려 있다. 경계조건을 구하기 위한 이론적인 방법이나 수치해석적 방법은 상당한 시간과 노력이 들기 때문에 현재는 실험에 의한 접근방법이 가장 널리 사용되고 있다.

2.2.1 연소가스와 접하는 피스톤 크라운에서의 경계조건

열전달 해석에 필요한 기초 입력자료를 구하기 위해 기관의 성능시험을 통해 크랭크 각의 변화에 따른 연소가스의 압력을 측정함과 동시에 냉각수의 입·출구 온도, 흡기 및 배기 매니폴드의 가스온도 등을 측정한다. 연소실의 가스압은 기관의 운동을 발생시키는 가진력인 동시에 연소실의 연소특성에 큰 영향을 미치는 주요 변수이기 때문에 그 값의 정확한 측정은 기관의 성능시험과 그 진단에 매우 중요하다. 엔진출력을 결정하는 연소실 내의 압력자료를 이용하여 실린더 내부로부터 방출되는 열량을 계산하고 연소특성 등을 분석하여 내연기관을 진단하는 방법 중의 하나가 열방출량 계산법(heat release analysis)이다. 여기서 열방출량 계산에 사용된 모델은 단일영역 모델(one-zone model)³⁾을 사용하였으며, 열전달을 계산하기 위해서 Woschni에 의해 제안된 난류파이프 유동에 사용된 것과 유사한 형태의 열전달 상관관계식을 이용하였다⁴⁾. 상관관계식은 식 (2.1)과 같다.

$$Nu = hB/k_c = 0.035 Re_0^{0.8} = 0.035 (\rho_c v B / \mu)^{0.8} \tag{2.1}$$

Table 2.1 Properties of aluminum alloy (at 300℃)

Thermal conductivity, k[W/mK]	161
Young's modulus, E[GPa]	75
Poisson's ratio, ν	0.33
Thermal expansion coefficient, α[1/K]	2.25 × 10 ⁻⁵

실험에서 취득한 연소가스압력 자료를 근거로 하여 전술한 바와 같은 방법으로 크랭크 각에 따른 연소가스의 온도와 열전달계수를 계산하였고 그 결과를 각각 Fig.2.2와 Fig.2.3에 나타내었다. 이 결과를 정상상태 열전달 해석의 입력자료로 활용하기 위해서 한 사이클 동안에 연소실의

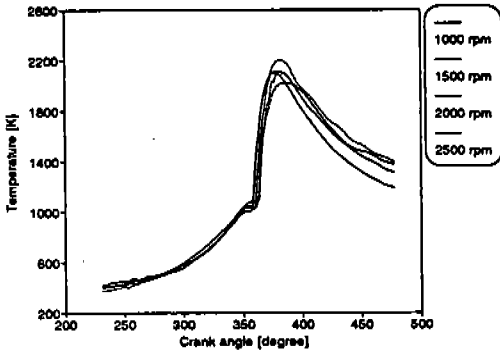


Fig.2.2 Gas temperature as a function of crank angle

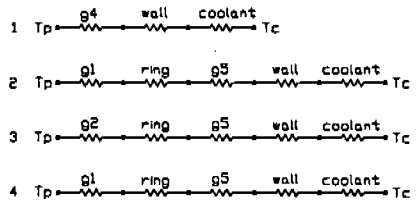
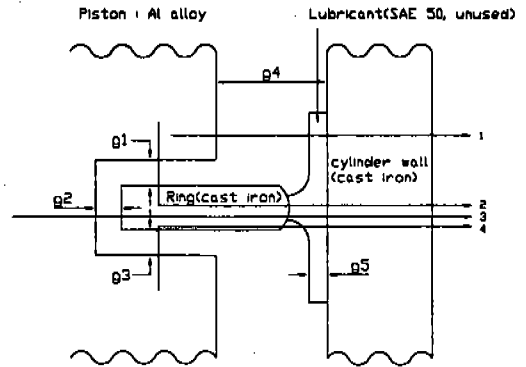


Fig.2.4 Thermal circuit for calculation of thermal resistance

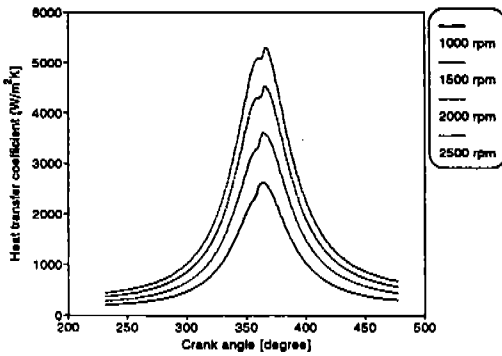


Fig.2.3 Heat transfer coefficient as a function of crank angle

가 제시한 식 (2.4)와 같은 포물선형태의 반실험식(semi-empirical eq.)을 적용하여 피스톤 크라운의 국부적인 열전달계수를 계산하였다.

$$h_R = [1 + w(0.5 - \frac{R}{R_0})^2] \bar{h}_s \quad (2.4)$$

W : 반실험인자

R : 피스톤 보울 중심으로 부터의 거리

R₀ : 피스톤 보울 중심으로 부터의 최대거리

h_R : 위치 R에서의 국소열전달계수

온도와 열전달계수의 시간 평균치를 식 (2.2)과 식 (2.3)로부터 구한다.

$$\bar{T}_g = \frac{\int_0^{4\pi} h_g(\theta) T_g(\theta) d\theta}{4\pi} \quad (2.2)$$

$$\bar{h}_g = \frac{\int_0^{4\pi} h_g(\theta) d\theta}{4\pi} \quad (2.3)$$

여기서 \bar{T}_g 는 연소가스의 시간평균 온도이고, \bar{h}_g 는 연소가스의 시간평균 열전달계수이다. 열전달계수의 공간적인 분포를 고려하기 위해서 Patta⁹⁾

2.2.2 링홈, 링랜드, 스커트에서의 경계조건
링랜드와 링홈 그리고 피스톤 스커트에서의 복잡한 열전달 특성을 이해하기 위해서는 피스톤 주위의 온도측정 및 해석적 방법이 병행되어야 한다. 그러나 본 연구에 사용된 엔진은 가공이 용이하지 못하기 때문에 기본 성능시험에서 얻은 압력데이터로부터 구한 피스톤과 홈의 접촉시간과 윤활유막 두께를 고려하고 Li⁹⁾가 제시한 열

회로의 개념을 도입하여 열전달계수를 계산하였다. Fig.2.4는 열전달계수를 구하기 위해 구성한 열회로도이다.

(a) 링홈에서의 경계조건

보다 정확한 열전달 경계조건을 얻기 위해서는 온도 및 열유속 측정 등일 필요하나 본 연구에서 사용된 엔진의 경우 피스톤 가공이 용이하지 않은 관계로 엔진의 기하학적 특징 및 정비지침의 정상상태 운전간극 그리고 참고문헌 5)~7)의 조건을 본 연구에 맞도록 수정하였다. 링홈에서의 열전달 경로를 살펴보면 연소실로부터 전달된 열은 링홈의 윗면, 피스톤링 그리고 유막을 통해서 실린더 라이너로 전달되며 이 열은 다시 연소실벽을 통해 냉각수로 방출된다. 측정압력을 이용하여 링과 링홈사이의 접촉시간을 계산하였으며 Table 2.2에 나타내었다⁹⁾.

(1) 제1압축링

- g1을 통한 열저항 값

간격이 매우 작으므로 자연대류에 의한 효과를 무시하고 전도효과만 고려한다. 본 엔진의 표준치는 0.09~0.13mm이고 팽창에 의해 간극이 50 μ m로 줄었다고 가정한다.

- g3을 통한 열저항 값

접촉시간을 고려하여 g1과 유사한 방법으로 구한다.

- 링을 통한 열저항 값

전도열전달만 고려한다.

- g5를 통한 열저항 값

오일종류를 SAE 50(unusend), 유막두께를 2 μ m로 가정한다.

- 실린더벽을 통한 열저항 값

전도열전달만 고려한다.

- 냉각수의 열저항 값

냉각수의 대류열전달 계수값은 5000W/m²K, 온도 80℃라고 가정한다.

(2) 제2압축링

- 1차 압축링 값의 80%를 사용한다.

(3) 오일링

- 2차 압축링 값의 50%를 사용한다.

(4) 링홈내면의 경계조건

일반적으로 링과의 접촉이 거의 일어나지 않으므로 단열조건으로 처리하나 본 연구에서는 각 링홈윗면에 부여되는 열전달계수의 10% 값을 사용한다.

(b) 링랜드에서의 경계조건

- Top land

2개의 구간으로 나누어서 첫번째 링홈 상부면 압스가 60%와 30%를 각각 취하였다.

- 2nd land

본 엔진의 경우 정비지침 간극이 0.12~0.155이므로 평균값을 취하였으며 가스과 오일의 구성비율이 7:3 그리고 유막온도가 90℃라고 가정한다.

- 3rd land

가스과 오일의 구성비율이 5:5이고 기타 조건은 두번째 링랜드와 동일하다고 가정한다.

(c) 피스톤 스키프트의 경계조건

해석적으로 구하기가 매우 힘든 관계로 오일링 홈 아랫면 열전달계수의 80%값으로 가정한다.

2.2.3 피스톤 밑면의 경계조건

오일온도를 90℃, 열전달계수를 2000W/m²K라고 가정하고 3개의 영역, 즉 R/Ro<0.5, 0.5<R/Ro<0.8, R/Ro>0.8로 나누어서 경계조건을 부여하며 핀홈의 윗면과 아랫면 역시 각각 다른 경계조건을 부여한다.

Table 2.2 Contact time between rings and ring groove surfaces

Ring	윗면 접촉시간(°)	아랫면 접촉시간(°)	비접촉시간(°)
1st compression ring	138	490	92
2nd compression ring	317	288	115
Oil ring	가스압에 의한 효과가 거의 없으므로 아랫면과 윗면의 접촉시간이 거의 같다.		

2.3 열응력 해석

피스톤의 열거동을 이해하기 위해서는 온도분포와 열응력분포를 정확히 해석해야 한다. 불균일한 온도분포를 갖는 피스톤의 열변형은 크게 두가지 형태로 나눌 수 있다. 첫째는 온도상승에 비례하는 균일한 열팽창에 의한 것이고, 둘째는 열에 의해 팽창된 구조체가 물체의 연속성을 유지하려고 발생하는 것이다. 피스톤의 열응력분포를 해석하기 위하여 피스톤 핀홀의 2점에서 x, y, z방향의 변위를 고정했으며 트랜슬롯의 유연도에 대한 구속조건으로 피스톤 중심선 위의 한 점에서 x, y방향의 변위를 구속하였다.

3. 진원도 측정 실험

피스톤에 갭센서(gap-sensor)등을 부착하여 실제 간극을 측정하는 방법이 운전중의 피스톤 변형을 보다 정확히 예측할 수 있겠으나 마모상태와 스커핑 같이 실제 운전상태에 피스톤이 겪게되는 각종 현상의 정확한 예측은 힘들다. 따라서 본 연구에서는 실험전·후의 피스톤에 대한 진원도 측정실험을 통하여 실제적으로 마모가 발생하는 부분을 규명하였고 수치해석 결과의 타당성을 검증하였다.

3.1 실험장치

진원도 측정에 사용된 실험장치의 제원을 Table 3.1에 나타내었다.

3.2 실험방법

실시간 운전후 피스톤의 마모상태를 고찰하기 위하여 사용하지 않는 새로운 피스톤 3개와 장시간 실험에 사용한 3개의 피스톤을 진원도 측정에 사용하였다. 진원도 측정실험을 통하여 진원도를 구할 수 있으며 식 (3.1)과 같이 정의한다.

$$\text{진원도} = \text{피스톤의 최대반경} - \text{피스톤의 최소반경} \quad (3.1)$$

4. 결과 및 분석

4.1 수치해석 결과 및 분석

본 연구에서 구성한 3차원 유한요소모델에 전술한 경계조건을 부여하여 피스톤의 온도분포, 열응력 및 열변형을 계산하였다. 이때 각 엔진속도에서의 부하상태는 100%(full-load)이다.

4.1.1 온도분포

Fig.4.1은 엔진속도 증가에 따른 피스톤의 최고 온도값의 변화를 나타낸 그림으로 엔진속도가 증가함에 따라 최고온도는 선형적으로 증가한다. Fig.4.2의 (a)와 (b)는 엔진속도 2500rpm일 때 트러스트단면과 핀단면에서의 온도분포이다. 피스톤 내부에서의 온도분포를 살펴보면 아래로 옅어지는 온도분포 형태를 가지고 있으며 이와 같은 경향은 피스톤 보울의 유무에 관계없이 기존 유사연구와 정량적·정성적으로 잘 일치함을 알

Table 3.1 Specification of the RoundTest RA-400

Main Unit	maximum measuring diameter		300mm								
	maximum loading diameter		φ550mm								
	maximum load		30kg								
	maximum measuring height		RA-424 : O.D. = 500mm, I.D. = 300mm								
			RA-424 : O.D. = 700mm, I.D. = 500mm								
maximum measuring depth		100mm									
Detector	detectable range : ± 30μm	magnification	100	200	500	1k	2k	5k	10k	20k	50k
		measuring range	± 300			± 40			± 14		
	measuring force		70-100mN								

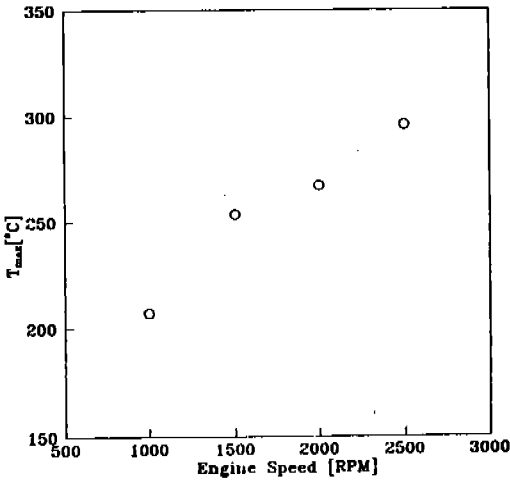


Fig.4.1 Maximum temperature of a piston vs. rpm

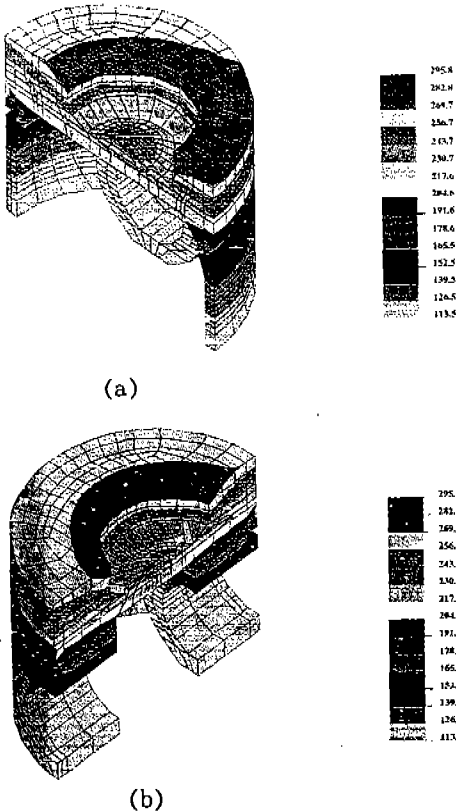


Fig.4.2 Temperature distribution of a piston, 2500rpm [°C]

수 있다. 또한 온도분포 경향은 엔진속도 증가에 관계없이 유사한 모습을 갖는다. 최고 온도는 2500rpm에서 약 300°C로 나타났으며 피스톤 보율이 편심되어 있는 관계로 트러스트단면에서 보았을 때 중심에서 오른쪽으로 편심된 피스톤 크라운에서 발생한다. 트랜슬롯이 위치한 오일링 홈을 기준으로 고찰해보면 상부에서는 그림 (a), (b) 모두 급격한 온도구배를 갖고, 하부에서는 오일 냉각작용에 의하여 온도구배가 거의 없는 낮은 온도분포를 보인다. 따라서 피스톤 상부열 변형이 하부열변형 보다 클것으로 예측한다. 또한 피스톤 크라운의 온도분포를 살펴보면 트러스트단면을 따라서는 약 25°C, 핀단면을 따라서는 약 18°C의 온도차이를 보인다. 순수알루미늄의 경우 용융점은 약 660°C이고 따라서 피스톤 주조용 알루미늄합금의 용융점 역시 이 근처일 것이다. 일반적인 경우 용융점의 약 40~50%의 온도에서 크립(creep)에 의한 변형이 우려된다. 따라서 본 해석의 결과에 의하면 엔진속도가 1000, 1500, 2000rpm인 경우는 안전한 운전조건이나 2500rpm인 경우에는 크립에 의한 변형 방지에 주의를 기울여야 한다는 결론을 얻을 수 있다. 그러므로 보다 효과적인 냉각방식 즉, 오일제트에 의한 냉각방식등을 택하여 최적의 냉각 상태를 유지해야 한다.

4.1.2 열응력분포 및 열변형

피스톤 각부분에서 발생하는 불균일한 온도분포와 물리적 구속에 의하여 열응력과 열변형이 발생하게 된다. 열전달해석을 통해서 얻은 각 절점의 온도를 입력값으로하여 열응력분포를 계산하였다. 엔진속도 변화에 따른 최대 Von-Mises 응력값을 Fig.4.3에 나타내었다. 엔진속도가 증가함에 따라 최대 응력값은 오히려 조금씩 감소함을 알 수 있다. Fig.4.4의 (a), (b)는 엔진속도 2500rpm에서의 열응력분포를 나타낸 그림으로 표시된 응력은 Von-Mises 응력값이다. 열응력분포는 트러스트단면과 핀단면에서 모두 피스톤 중심에서 멀어질수록 큰값을 갖으며 트러스트단면 양 끝단에서 보다 큰값을 갖는다. 최대응력값은 엔진속도 1000rpm에서 약 75MPa이고 엔진속도에 관계없이 최대 응력이 발생하는 지점은

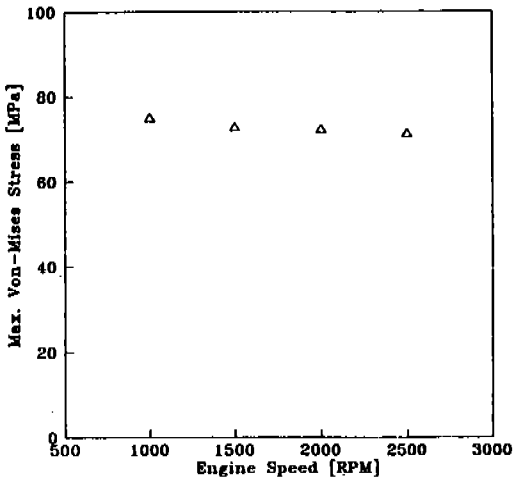


Fig.4.3 Maximum Von-Mises stress of a piston vs. rpm

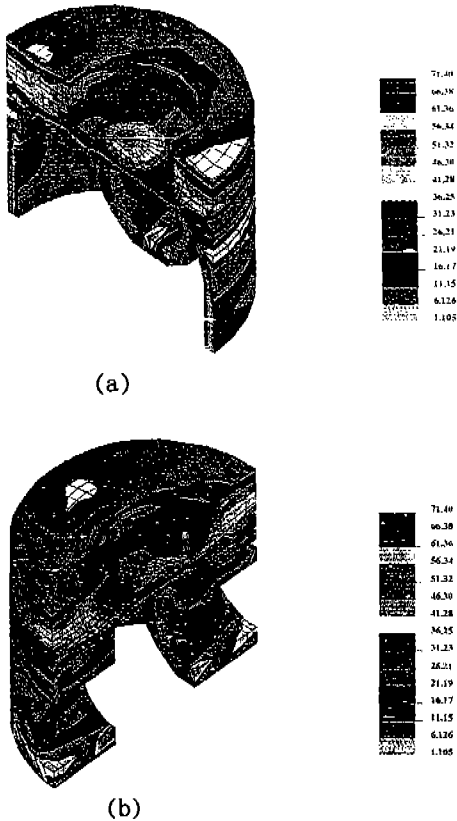


Fig.4.4 Von-Mises stress distribution of a piston, 2500rpm [MPa]

핀홀의 끝단 부위이며 이곳을 제외하면 피스톤 전영역에서 매우 작은 값의 응력분포를 갖는다. 일반적으로 경우 순수알루미늄의 항복응력 값은 약 272MPa이다. 따라서 운전중 피스톤의 응력 상태는 매우 안정되었음을 알 수 있다. 또한 본 연구결과는 참고문헌 [6]의 균열 발생위치 예측 결과와 매우 유사함을 알 수 있는데 만약 연소압력과 커넥팅로드에 의한 기계적 하중을 반복적으로 받을 경우, 최대 응력이 발생한 지점에서 균열이 발생할 수 있음을 암시하는 결과이다. 전술한 바와 같이 피스톤 열거동 해석의 초점은 열응력에 의한 균열예측보다는 열변형에 의해 수반되는 마모, 스커핑, 슬랩소음, 피스톤 소착, 엔진오일 소모, 그리고 배기가스와 엔진출력감소 등이다. Fig.4.5는 엔진속도 변화에 따른 최대 열변형량을 나타낸 그림이다. 엔진속도가 증가함에 따라 열변형량은 증가하며 최대 열변형은 엔진속도 2500rpm에서 약 0.5mm이다. 피스톤 크라운 부근에서는 변형방향으로 거의 균일한 팽창을 보이고 있다. 최대 열변형이 발생하는 지점은 최고 온도가 발생하는 피스톤 크라운 근처이며 이 결과는 정량적·정성적으로 선행연구와 유사한 경향을 보인다. 또한 실린더 헤드의 열적거동 해석과 관련지어 보면 이곳은 연료분사노즐과 배기

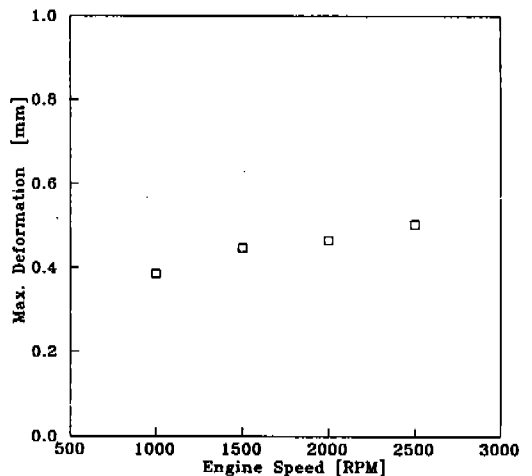
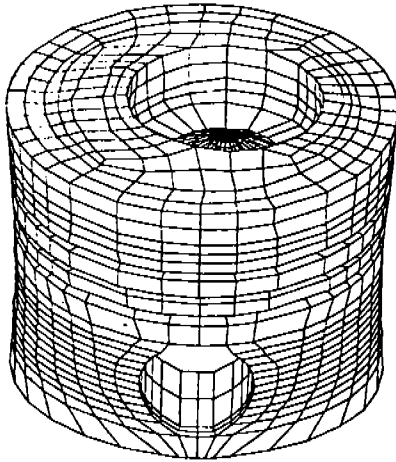


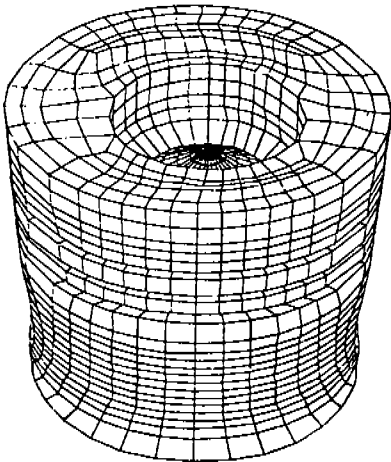
Fig.4.5 Maximum deformation of a piston vs. rpm

밸브가 위치한 곳으로 화염발달이 가장 활발하고 배기가스 배출시 가스유동 역시 활발한 곳이다. 따라서 이 영역과 근접한 위치에 있는 피스톤 영역의 큰 열변형은 당연한 현상이다. Fig.4.6의

(a), (b)는 엔진속도 2500rpm일 때의 열변형후 모습으로 (a)는 트러스트면에서의 모습이다. 최근 피스톤의 냉각방식으로 오일제트에 의한 국소 냉각방식이 많이 사용되고 있으며 피스톤 스커트의 열팽창을 인위적으로 억제하기 위하여 트랜슬롯과 스트럿을 사용하고 있다. 본 연구에서 사용된 피스톤은 트러스트단면 양 끝단 오일링 홈에 각 4개씩의 트랜슬롯이 가공되어 있고 트랜슬롯을 통한 오일의 냉각 및 윤활작용으로 상부에서의 과도한 열팽창이 수직방향으로 감소하는 경향을 보이다가 오일링홈 이하에서 조금씩 증가하는 모습을 보인다. 또한 (b)는 핀면에서의 모습으로 핀홀을 통한 엔진오일의 자유로운 이동에 의하여 트러스트면에 비해 오일링홈 하부구조에서의 열팽창이 상대적으로 작음을 알 수 있다.



(a)



(b)

Fig.4.6 Deformation of a piston, 2500rpm [°C]

4.2 피스톤의 마모상태 고찰

본 연구에서 수행한 진원도 측정실험을 통하여 진원도 데이터를 얻었고 이를 Table 4.1에 나타내었다.

진원도의 측정은 배기밸브의 밸브헤드가 피스톤에 접하는 동심원의 중심선으로부터 반시계방향으로 측정하였다. Fig.4.7과 Fig.4.8은 운전전 후 피스톤의 진원도 그래프이다. Table 4.1와 Fig.4.7의 결과로 부터 피스톤은 제작단계부터 진원이 아닌 타원의 형태를 가지고 있음을 알 수 있다. 이와같은 이유는 엔진운전중 피스톤과 실린더 블록의 열변형에 의한 마모현상을 제작단계에서부터 최소화하기 위해서이다. 타원은 트러스트평면에서 시계방향으로 약 20° 기울어진 축을 장축으로, 장축에 수직인축을 단축으로 한다. 초기 가공형태로 볼 때 피스톤이 단축방향으로 많은 변형을 일으키거나 아니면 실린더 블록의 피스톤 단축방향 변위가 상대적으로 큼을 예상할 수 있다. Fig.4.7과 Fig.4.8을 살펴보면 반경방향의 마모가 심한 지역은 크게 4영역 즉, 단축방

Table 4.1 Roundness data of pistons

[unit : μm]

piston	N ₁	N ₂	N ₃	average	O ₁	O ₂	O ₃	average
Roundness	27.0	24.5	28.3	26.6	34.4	38.6	33.0	35.3

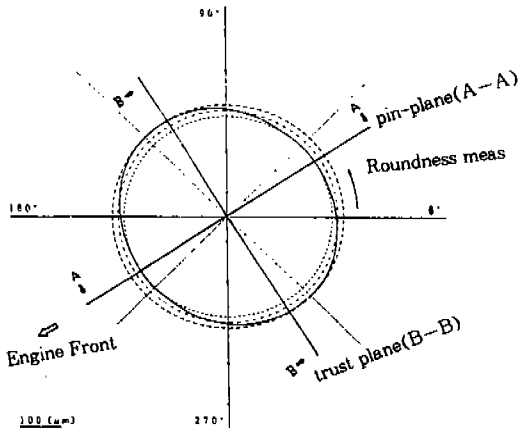


Fig.4.7 Roundness test results of an unused piston

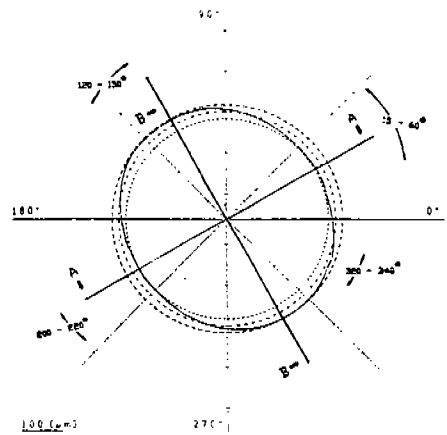


Fig.4.8 Roundness test results of an used piston

향 $15^{\circ} \sim 60^{\circ}$, $200^{\circ} \sim 220^{\circ}$ 영역, 그리고 장축방향 $120^{\circ} \sim 150^{\circ}$, $320^{\circ} \sim 340^{\circ}$ 영역이다. 또한 평균 진원도를 비교해보면 운전후의 피스톤이 단축방향으로 보다 많이 마모했음을 알 수 있다. 그러나 수치해석 결과에 의하면 피스톤 크라운에서는 장축방향 근처에서보다 큰 열변형이 일어남을 알 수 있다. 즉 수치해석 결과만 고려해보면 잘못된 결과라고 오관할 수도 있으나 이와 같은 현상을 기존의 Gato등⁷⁾의 연구결과와 비교해보면 피스톤의 마모는 실린더 블록 열변형과의 상호작용에 의해서 일어나므로 타당한 결과라고 볼 수 있다. Fig.4.9는 전형적인 실린더 블록의 변형모습을 나타낸 그림으로 $15^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 부근에

서 실린더 블록 역시 중심방향으로 최대 변형이 발생하며 $120^{\circ} \sim 150^{\circ}$ 부근에서도 중심방향으로 큰 변형이 일어남을 알 수 있다⁶⁾. 이 결과를 피스톤 스커트의 열변형과 관련지어 보면, 피스톤 스커트의 수치해석 결과는 트러스트단면에서 핀 단면보다 상대적으로 큰 열팽창이 발생하는데 따라서 피스톤과 실린더 블록의 열변형 방향이 일치하므로 트랜슬롯이하에서의 거동은 상부구조보다 자유롭게 된다. 만약 피스톤 크라운 부근에서 과도한 마모가 발생하면 스커트의 움직임은 더욱 자유로워지고 결과적으로 스커트 슬랩 소음을 유발하게 된다. 이상적인 경우 열변형후에도 피스톤과 실린더 블록은 피스톤링에 의하여 밀착

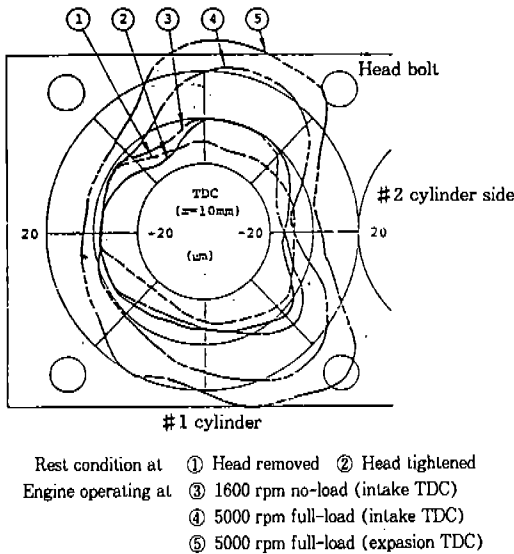


Fig.4.9 Typical shapes of measured deformation

되어 있어야 하나 실제 운전중에는 피스톤링이 두 물체간의 상대변형 모드(mode)에 일치되어 거동하지 못한다. 이렇게 되면 연소실과 크랭크 케이스 사이에 틈새가 발생하게 되고 따라서 연소가스가 크랭크 케이스로 누출되어 배기가스성분에 악영향을 미친다. 만약 과도한 열부하 상태에서 지속적인 운전이 강행되면 이상 마모에 의하여 피스톤 슬랩 소음이 발생하고 최악의 경우 피스톤이 실린더 라이너에 용착되어 엔진이 파손되는 경우도 발생하게 된다. 그러므로 피스톤과 실린더 블록의 열변형에 대한 올바른 이해와 더불어 피스톤링의 열거동 특성에 대한 연구결과가 설계단계에서부터 반영되어야 할 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 직접분사식 디젤엔진 피스톤에 대한 3차원 유한요소모델을 구성하여 엔진속도 변화에 따른 온도분포, 열응력분포 그리고 열변형 등을 계산하였다. 또한 진원도 측정실험을 통하여 실제 운전 후의 피스톤의 마모상태를 조사하여 수치해석 결과와 비교·검토하였으며 다음

과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 피스톤의 온도분포 해석결과 최고 온도는 엔진속도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이며 최고 온도는 엔진속도 2500 rpm에서 295.8°C이다. 최고 온도가 발생하는 위치는 피스톤 보올이 편심되어 있는 관계로 보올 중심에서 보았을 때 트러스트단면의 오른쪽으로 편심된 피스톤 크라운면에서 발생한다.
- (2) 열응력분포는 엔진속도가 증가함에 따라 오히려 조금씩 감소하는 경향을 보이며 최대 열응력은 엔진속도 1000rpm에서 75.12MPa이다. 최대 열응력이 발생하는 지점은 편홀의 양끝단이며 이곳을 제외하고는 매우 낮은 열응력분포를 갖는다.
- (3) 피스톤의 열변형은 엔진속도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이며 최대 열변형은 엔진속도 2500rpm에서 0.5027mm이다. 트러스트면과 편면에서의 변형모습이 서로 다름을 알 수 있고 트랜스롯의 영향으로 오일링 홈 근처의 열변형이 상대적으로 작음을 알 수 있다.
- (4) 피스톤 마모분석에 대한 새로운 접근방법으로 진원도 측정실험을 수행하였다. 진원도 측정실험결과 피스톤은 초기상태부터 진원상태가 아니며 실시간 사용후 피스톤의 진원도가 증가함을 알 수 있었다. 또한 마모는 피스톤의 순수한 열변형에 의해서만 발생하는 것이 아니라 실린더블록의 변형과 상호 작용에 의해서 발생함을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초 연구사업의 일환으로 이루어졌으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. T. Morel, R. Keribar, P. N. Blumberg, "Cy-

- clical Thermal Phenomena in engine Combustion Chamber Surface", SAE 850360, 1985.
2. D. N. Assanis, E. Badillo, "Transient Heat Conduction in Low-Heat-Rejection Engine Combustion Chambers", SAE 870156, 1987.
 3. 이석영, "6기통 압축착화기관에서 측정된 실린더 압력을 이용한 단일영역 열방출량 계산", 연세대학교 석사학위논문, 1985.
 4. K. Pattas, "Thermische Belastung des Zylinderkopfes von Hochleistungs-Dieselmotoren", MTZ, Vol. 35, No. 10, pp. 314~318, 1974.
 5. C. H. Li, "Piston Thermal Deformation and Friction Considerations", SAE 820086, 1982.
 6. 성낙원, "엔진 열부하의 측정 및 분석에 관한 연구", 과학기술처, 1987.
 7. A. S. H. Lowe, T. Morel, "A New Generation of Tools for Accurate Thermo-Mechanical Finite-Element Analyses of Engine Components", SAE 92061, 1992.
 8. T. Gato et al., "Measurement of Cylinder Bore Deformation During Actual Operating Engines", SAE 910042, 1991.