

## 엔진 부품에 대한 피로 및 진동해석

조재웅\*, 한문식<sup>+</sup>

(논문접수일 2009. 09. 25, 심사완료일 2010. 03. 24)

### Fatigue and Vibration Analysis on Engine Parts

Jae Ung Cho\*, Moon Sik Han<sup>+</sup>

#### Abstract

This study analyzes the results with the simulation of heat transfer, structural stress, fatigue and vibration on main parts of engine. The maximum temperature is shown by 300.73°C on the upper part of piston with the heat transfer. Maximum total deformation or equivalent stress is shown by 65.31mm or 21364MPa respectively at the upper plane of piston with the structural analysis inclusive of heat transfer. The minimum life is shown by the cycle less than  $10^7$  at the part of crankshaft with the fatigue analysis. The frequency with the maximum amplitude of deformation is shown by 14Hz. Maximum total deformation or equivalent stress is shown respectively by 93.99mm on the upper plane of piston or 42625MPa at the part connected with crack shaft and connecting rod at 14Hz. The durability of engine design can be verified by using the analysed result of this study.

**Key Words** : Heat transfer(열전달), Fatigue(피로), Vibration(진동), Total deformation(전변형), Equivalent stress(등가응력)

## 1. 서론

피스톤은 피스톤 핀, 커넥팅로드와 함께 실린더 내의 폭발 압력을 크랭크축의 회전력으로 전환시켜 주는 엔진의 주요 부품이다<sup>(1-4)</sup>. 고온 고압의 가스에 향시 노출되어 있고 또한 고속으로 왕복운동을 하기 때문에 피스톤을 설계할 때 열응력과 기계적 응력, 변형 등을 고려하여 충분한 강도와 기능을 갖도록 해야 한다<sup>(5-8)</sup>. 또한 고온 고압의 조건 속에서도

기밀유지가 필요하며 기밀성의 유지는 곧 엔진의 성능에 영향을 미친다. 설계단계에서 ANSYS를 통한 정상상태의 열전달 해석을 수행 열에 의해 팽창되는 열응력과 작동 중 발생하는 압력을 적용 피스톤의 열/구조 연성해석을 구현할 수 있었다. 또한 피스톤과 엔진의 주요부품들의 열에 의한 변형량 해석과 피로해석<sup>(9)</sup> 및 피스톤의 진동해석을 하였으며<sup>(10)</sup>, 본 연구에서의 해석 결과로서 엔진 설계의 내구성을 검증할 수 있었다.

\* 공주대학교 기계자동차공학부

<sup>+</sup> 교신저자, 계명대학교 기계자동차공학부 (sheffhan@kmu.ac.kr)

주소: 704-701 대구광역시 달서구 달구벌대로 2800

## 2. 본 론

본 연구 모델의 전체 크기는 길이, 폭, 높이가 각각 200mm, 120mm, 200mm이고, 2009년식 뉴 SM3 엔진을 모델링한 것으로서, 피스톤의 직경이 80mm, 스커트부의 높이가 60mm, 스몰엔드부의 중심으로부터 빅엔드부의 중심까지의 거리가 130mm이다. Fig. 1과 같이 피스톤과 피스톤 핀, 커넥팅로드, 커넥팅로드 캡, 크랭크축으로 구성되어 있다. Fig. 2에서와 같이 해석상 절점 수는 89442개이고 요소 수는 47636개로 하였다.

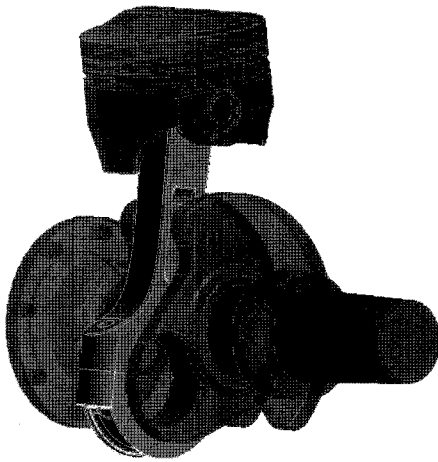


Fig. 1 Configuration of Model

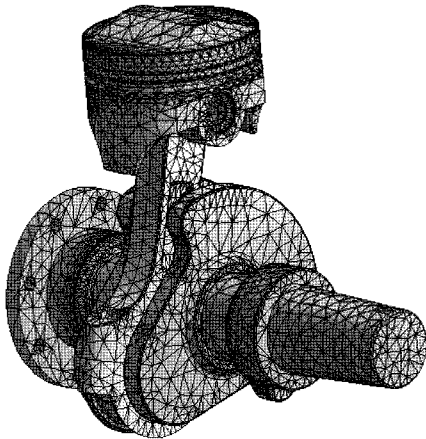


Fig. 2 Mesh of Model

### 2.1 열 해석

모델의 열전달 해석에 대한 초기 온도 조건은 Convection 옵션을 통하여 Fig. 3과 같이 설정하였으며, Table 1은 각 부분에 대한 초기 온도와 열대류 계수의 값을 나타낸다.

해석 실행 후 온도의 분포를 확인하면 열전달 온도분포가 Fig. 4와 같이 최고 300°C에서 80°C로 분포 하고 있다. 최고온도는 300.73°C로 피스톤 상부에서 발생 되었으며, 스커트부는 약 220°C, 커넥팅 로드가 약85°C, 크랭크축이 80.°C로 나타났다.

### 2.2 구조 해석

열 해석 결과로 나온 온도 분포를 바탕으로 경계조건을 설정한다. 크랭크축을 Fixed Support하고, 피스톤상부에는 폭발가스 압력과 피스톤 왕복 운동에 의한 압력으로 구속조

Steady-State Thermal  
Time: 1, s  
4/9/2009 오후 7:38

- [A] Convection: 610, °C, 9.e-004 W/mm²°C
- [B] Convection: 600, °C, 8.e-004 W/mm²°C
- [C] Convection: 100, °C, 5.e-005 W/mm²°C
- [D] Convection: 110, °C, 1.1e-003 W/mm²°C
- [E] Convection: 110, °C, 8.e-004 W/mm²°C
- [F] Convection: 110, °C, 5.e-004 W/mm²°C
- [G] Convection: 80, °C, 1.35e-003 W/mm²°C
- [H] Convection: 80, °C, 1.35e-003 W/mm²°C

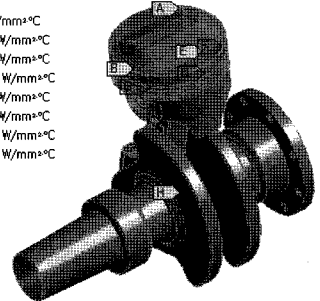


Fig. 3 Thermal Conditions of Model

Table 1 Thermal Conditions on Model

Part	Convection Coefficient (W/m²°C)	Environment Temperature (°C)
Head	900	610
Head	800	600
Skirt	50	100
Ring Groove	1100	110
Ring Groove	800	110
Ring Groove	500	110
Oil Gallery	1350	80
Parts of Engine	1350	80

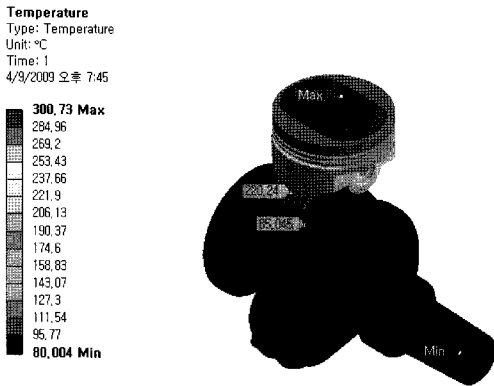


Fig. 4 Contour on Temperature of Model

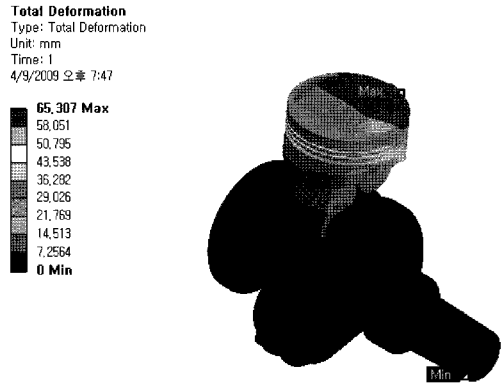


Fig. 6 Contour of Total Deformation with Structural Analysis

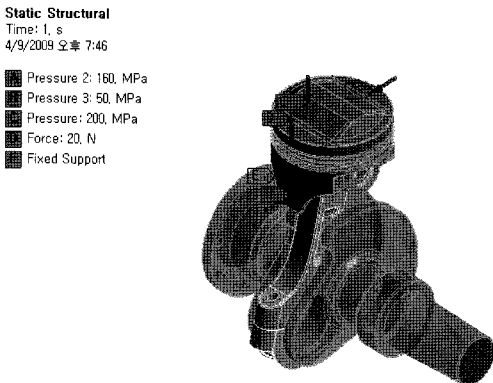


Fig. 5 Constraint Condition of Fixed Support & Applied Load with Structural Analysis

Table 2 Loads Applied on Model with Structural Analysis

Part	Load
Upper Surface of Piston Head	200 (MPa)
Upper Part of Piston Head	160 (MPa)
Skirt Part of Piston Head	50 (MPa)
Force Applied on Piston	20 (N)

건을 설정하였다. Fig. 5는 구조 해석의 구속 조건에 대한 그림이고, 하중들에 대하여는 Table 2와 같다.

이러한 구조 해석결과, Fig. 6은 본 모델의 전변형량의 등고선이며 피스톤 윗면이 65.31mm로 최대변형이 되었다. 여기서 전변형량이 크게 나온 것은 실제적으로 부품 자체가 밀려서 나온 것이므로 본 연구에서는 변형량 자체도 그 값에

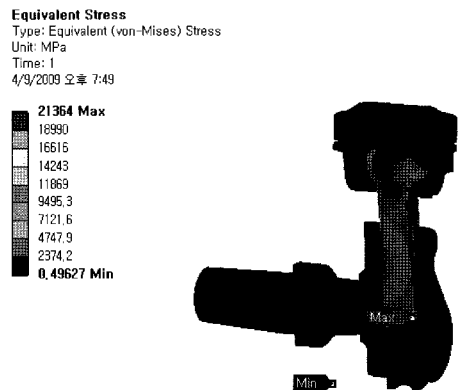


Fig. 7 Contour of Equivalent Stress with Structural Analysis

포함되어 있다. Fig. 7은 본 모델의 등가응력의 등고선이며 크랭크축과 커넥팅로드가 연결되는 크랭크축 윗부분에서 21364MPa로 가장 응력이 많이 나타났다.

### 2.3 피로 해석

Fig. 5에서와 같이 피스톤에 작용되는 힘을 작용하여 피로 해석을 수행하였다. Fig. 8과 같이 피로해석의 형태는 Zero based로 하였고, 평균 하중을 정의하는 Goodman 식을 사용하였다. 그리고 피로 설계 수명은  $10^6$  사이클로 정하였다. Fig. 9와 같이 피로 수명의 등고선으로 크랭크축의 일부 부분이  $10^7$  사이클 미만으로서 피로 수명이 나타나고 있다. Fig. 10은 안전계수를 나타내는 등고선으로, 피스톤 핀 일부

부분이  $1.9 \times 10^{-40}$ 의 최소치를 보임으로서 그 강도가 가장 취약함을 알 수 있었다. 안전계수가 극히 아주 작게 나오는 부

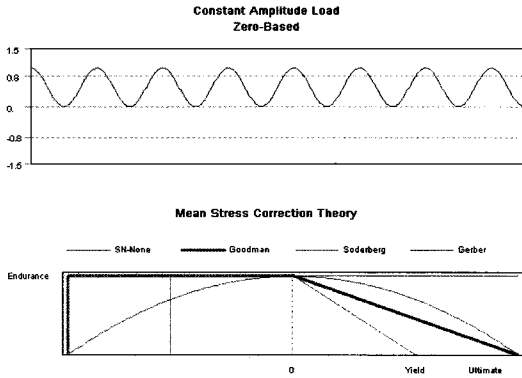


Fig. 8 Condition of Fatigue Load

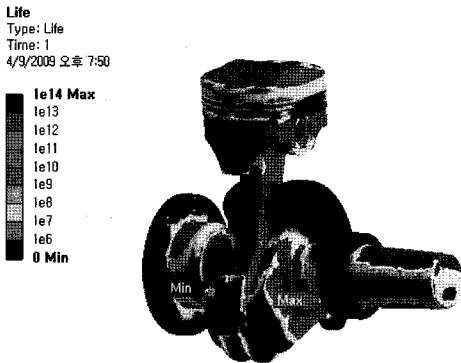


Fig. 9 Contour of Life at Model with Fatigue Analysis

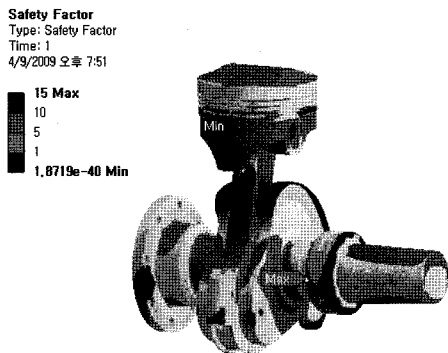


Fig. 10 Contour of Safety Factor at Model with Fatigue Analysis

분에서는 Fig. 9의 피로 수명에서도 볼 수 있듯이 거의 0으로 나오기 때문에 극히 작은 값으로 안전 계수가 나타나서 이 부분에서 파손의 가능성이 큰 것을 알 수 있다.

## 2.4 진동 해석

진동해석의 경계조건은 Fig. 5의 구조해석의 설정과 같이 하였다. Fig. 11은 진동 해석의 구속 조건에 대한 그림이다. 또한 Fig. 12는 진동수에 따른 진폭변위에 대한 그림이다. Fig. 12에서와 같이 14Hz의 진동수에서 최대의 변위를 기록하였다.

실제의 변형량을 포함하여 부품 자체가 밀려서 나오는 최대의 변위인 14Hz에서의 전변형량 및 등가 응력의 등고선을 Fig. 13 및 Fig. 14에 각각 나타내었다. Fig. 13과 같이 피스톤의 윗면이 93.99mm로 최대로 변형이 되었으며, Fig. 14와 같이 크랭크축과 커넥팅로드가 결합되는 부위에 42625MPa로서 최대의 등가응력을 나타내었다.

Harmonic Response  
Frequency: 0, Hz  
4/9/2009 오후 8:00

- Pressure: 160, MPa
- Pressure 2: 50, MPa
- Pressure 4: 200, MPa
- Force: 20, N
- Fixed Support

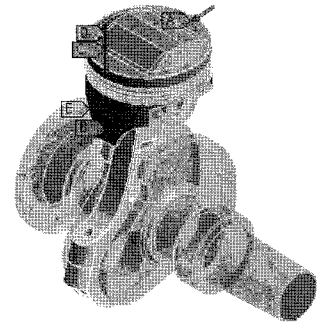


Fig. 11 Constraint Condition of Fixed Support & Applied Load with Vibration Analysis

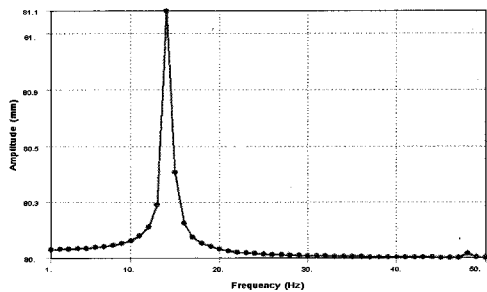


Fig. 12 Frequency Response with Vibration Analysis

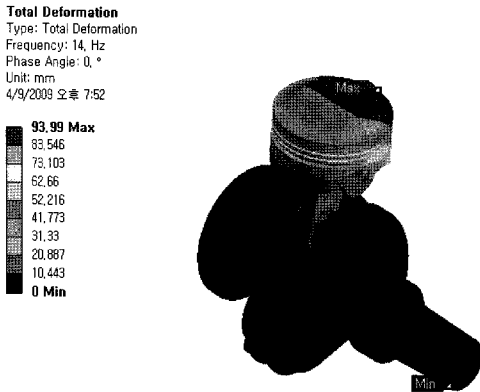


Fig. 13 Contour on Total Deformation of Model at 14Hz with Vibration Analysis

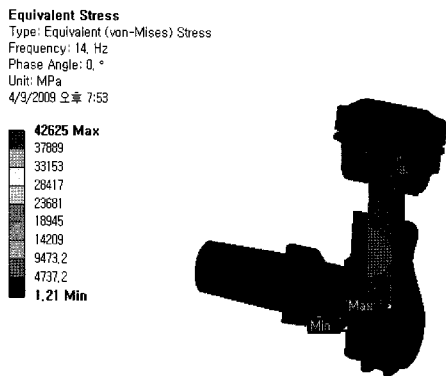


Fig. 14 Contour on Equivalent Stress of Model at 14Hz with Vibration Analysis

### 3. 결론

본 연구에서는 엔진의 주요 부품에 대한 열전달 및 응력, 피로 및 진동해석을 통하여 다음과 같은 해석결과를 보였다.

- (1) 열전달에서는 피스톤의 상부의 온도가 300.73℃로 가장 높게 나왔다.
- (2) 열전달을 포함한 구조해석에서는 전변형량은 65.31mm 이고 등가 응력은 21364MPa로서 피스톤의 윗면에서 가장 많이 변형되었다.
- (3) 피로해석에서는 최소수명이 크랭크축의 일부분에서  $10^7$  미만의 Cycle로서 나타났다.
- (4) 최대의 진폭을 나타낸 진동수 14Hz에서 해석을 수행했을 때 최대의 전변형량은 피스톤의 윗면에서 93.99mm

이었으며, 최대의 등가응력은 크랭크축과 커넥팅로드가 연결되는 부위에서 42625MPa이었다.

- (5) 본 연구에서의 해석 결과로서 엔진 설계의 내구성을 검증할 수 있었다.

### 참고 문헌

- (1) Lee, B. Y., Im, M. H., and Shon, J. Y., 2004, "Temperature Distribution and Thermal Stress Analyses of a Large LPLi Engine Piston," *Journal of the KOSME*, Vol. 28, No. 3, pp. 538~550.
- (2) Lee, B. H. and Shin, D. S., 2000, "Piston for CNG Engine, Mechanical and Thermal Stress FE Analysis," *2000 Spring conference Proceeding of the KSAE*, No. 1, pp. 170~176.
- (3) Kuk, J. Y., 2001, "A Study on the Thermal Stress Analysis of a Piston in a Turbocharged Diesel Engine," *Transactions of KSAE*, Vol. 9, No. 2, pp. 92~98.
- (4) Lee, B. Y., Park, C. W., and Choi, G. H., 2002, "Research on the Inverse Heat Conduction Problem for Thermal Analysis of a Large LPG Engine Piston," *Journal of the KSPE*, Vol. 19, No. 11, pp. 146~159.
- (5) Lee, B. Y. and Choi, G. H., 2004, "Fatigue Life Analysis and Cooling Conditions Evaluation of a Piston for Large LPLi Bus Engines," *Journal of the KOSME*, Vol. 28, No. 5, pp. 762~772.
- (6) Han, S. C., Lee, S. H., and Kim, Y. S., 2002, "A Study on the Flow Characteristics by Thermal and Flow Analysis of S.haust Manifold in Diesel Engine," *2002 sy, osiAnaof the KSAE*, pp. 379~384.
- (7) Yoo, J. H., Son, J. H., and Kim, E. N., 2005, "Structural Strength Assessment of Monoblock-type Piston for Medium Speed Diesel Engine," *Proceedings of the KSME 2005 Fall Annual Meeting*, pp. 1306~1311.
- (8) Cho, S. H., Ahn, S. T., Kim, Y. H., and Lee, D. S., 1999, "Estimation and Analysis of the Piston Slap Induced Vibration," *1999 Spring conference Proceeding of the KSAE*, No. 2, pp. 483~488.
- (9) Cho, J. U. and Han, M. S., 2009, "Study on Fatigue Fracture at Disk Brake," *Transactions of KSMTE*, Vol. 18, No. 2, pp. 201~206.
- (10) Swanson, J., 2008, *Ansys 11.0*, Ansys. Inc, USA.