

特輯論文(Special Paper)

**Mineral/glass Reinforced Polypropylene Compound
재질 엔진 커버의 구조 및 동적 해석**

김범근*, 김홍섭**, 김용수***, 조규철***, 정재관****

**Structural and Dynamic Analysis of Mineral/glass Reinforced
Polypropylene Compound Automotive Engine Cover**

Beomkeun Kim*, Heungseob Kim**, Yongsu Kim***, Gyuchul Cho***, Jaekwan Jeong****

ABSTRACT

Structural analysis of automotive engine cover under vibration excitation is performed by finite element analysis (FEA) in order to identify the critical area of the structure. Assembly load due to the tightening of the bolts as well as the vibration excitation were considered to describe the actual loading condition. Natural frequencies of the system were extracted considering the damping effect of the structure. Dynamic analysis was performed based on the extracted natural frequency of the system. Experimental modal analysis (EMA) and measurement of strains were performed to verify the results of the analysis. Analysis results correlated closely with the experimental results. Analysis and experiments showed that contribution of the assembly load should not be ignored to predict the structural failure of the engine cover.

Key Words : 엔진 커버(Engine cover), 고유 진동수(Natural frequency), 감쇠계수(Damping ratio), 소성 변형(Transient modal analysis), 유한요소기법(FEM), 진동하중(Vibration load)

기호설명

- η_r = r번째 모드 구조 감쇠비
- w_a, w_b = 하프파위가 되는 지점의 주파수
- w_r = r번째의 고유주파수
- w = 고유주파수
- ζ_r = r번째 모드에서의 점성 감쇠비

1. 서론

최근 자동차 시장에서는 경쟁이 치열해짐에 따라 수요자

의 요구를 만족시키기 위하여 지저분한 엔진의 상부를 덮어 주는 엔진 커버를 모든 차량에 장착시키고 있다. 이러한 엔진 커버는 엔진룸을 미화시킬 뿐만 아니라, 엔진으로부터의 소음을 감소시키는 효과도 가지고 있다. 그러나 엔진 커버는 동력원인 엔진에 바로 장착되어 있으므로, 엔진 작동 중 구조적인 파손이 진행되기가 쉽다.

지금까지 엔진 커버의 재질로는 Mineral/glass reinforced nylon resin이 널리 사용되어지고 있으나, 최근에는 비용과 무게를 저감시키기 위하여 Mineral/glass reinforced polypropylene compounds로 바꾸려는 노력이 많이 시도되어지고 있다[1]. 그러나 이러한 polypropylene compounds 재질은 reinforced nylon resin 재질에 비하여 강도가 많이 떨어져, 많은 내구 문제를 발생시킬 수 있다. 이러한 파손을 방지하기 위해서는 정적 강도에 기초한 설계뿐만 아니라 동적 하중을 고려한 설계가 반드시 필요하다.

*+ 인제대학교 기계자동차공학부, 교신저자(E-mail:starcell@chol.com)

** 인제대 TIC

*** 인제대학교 기계공학과 대학원

**** 신성델타테크(주)

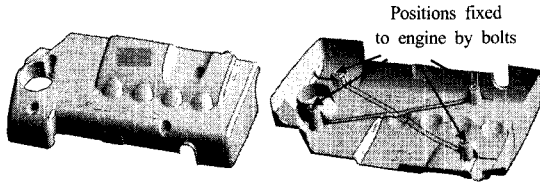


Fig. 1 Engine cover for simplifying engine room and noise reduction.

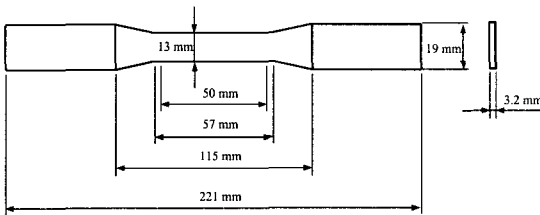


Fig. 2 Specimen for material properties test.

자동차에서 브라켓이나 콘트롤 암과 같이 동적 하중을 받고 있는 엔진 부품에서 발생할 수 있는 구조적 파손에 관한 연구는 많이 수행되어져 왔다[2-5]. 이러한 연구에서는 유한 요소해석을 이용하여 동적 하중에 의한 파손 부위를 예측하고 분석하였다. 그러나 많은 연구들이 구조 해석 결과의 검증 없이 수명 예측을 실시하였다. 본 연구에서는 유한 요소 해석을 실시하여 정적 하중 및 동적 하중 하에 엔진 커버의 강도를 분석 하고 시험을 실시하여 해석 결과를 검증하였다.

2. 재료 시험

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 엔진 커버의 형상 및 유한 요소 해석 모델을 나타낸다.

본 연구에 사용된 엔진 커버 재질인 Mineral/glass reinforced polypropylene compounds의 재질 특성을 측정하기 위하여 INSTRON 8801 서보유압식 재료시험기를 사용하여 인장 시험을 실시하였다. ASTM E638의 규격에 따라 시편을 온도 23℃ 습도 50% 상태에서 48시간 보관 후 0.5mm/min의 일정변위 속도 조건으로 수행하였다(Fig. 2) [6].

측정된 인장 시험 결과를 Table 1에 나타낸다. 시험 결과 polypropylene compounds의 강도와 탄성계수는 nylon compounds에 비해 현저히 낮은 것으로 파악되었다. 측정된 재질 특성은 해석모델에 적용되었다.

3. 동적 모드 매개 변수의 측정

동적 매개변수를 측정하는 방법은 여러 가지가 있으나, 기본적으로 고유진동수 근처에서 시스템의 응답은 그 고유진동수의

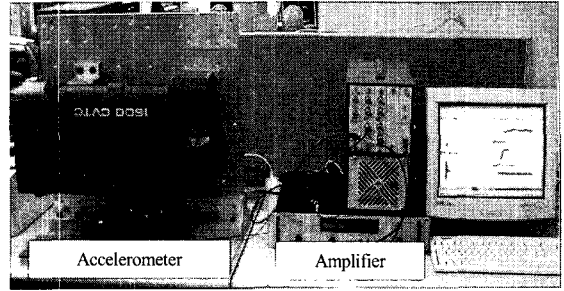


Fig. 3 Test setup for modal parameter identification.

Table 1 Comparison of material properties between nylon resin and polypropylene compounds

Material	Mineral/glass reinforced nylon resin	Mineral/glass reinforced polypropylene compounds
Tensile strength (MPa)	116	34.7
Elongation at fracture (%)	3	8.2
Elastic modulus (MPa)	7500	3553

모드에 의해서 지배적으로 영향을 받는다는 가정을 한다. 이러한 측정 방법 중 가장 간단한 방법은 peak-picking 법이 있는데, 이 방법은 별도의 커브 피팅을 사용하지 않고, 실험적 모드 해석(Experimental mode analysis)으로부터 측정된 주파수 응답 함수(Frequency response function) 데이터에서 공진점을 찾아내고 이점의 주파수를 고유진동수, ω_r 로 하며, 이 값의 하프 파워(-3dB)가 되는 지점의 주파수를 ω_a, ω_b 라고 놓으면, 다음의 식에 의하여 감쇠 계수를 결정할 수 있다[7].

$$\eta_r = (\omega_a^2 - \omega_b^2) / \omega_r^2 \approx \Delta\omega / \omega_r \tag{1}$$

$$\zeta_r = 2\eta_r \tag{2}$$

여기서 ζ_r 은 r번째 모드의 점성 감쇠비이고, η_r 는 r번째 모드의 구조 감쇠비이다. 공진점 부근에서는 점성 감쇠비와 구조 감쇠비 사이에 식(2)가 성립한다.

엔진 커버의 실험적 모드 분석에서 측정된 동적 데이터는 peak-picking법에 의하여 엔진 커버의 고유진동수와 감쇠계수를 결정하기 위하여 이용되었다. Fig. 3은 엔진 커버의 실험적 모드 분석을 위한 장치를 나타낸다.

엔진 커버의 내구 시험 조건과 동일하게 엔진 커버를 시험 지그에 볼트로 고정하였으며, 가진기(B&K 4810)로부터 발생된 0~200Hz 주파수 범위의 신호는 가속도계(B&K 4394)와 증폭계(B&K 2718)을 이용하여 측정하였다. 이렇게 측정된 데이터들은 신호처리 과정을 거친 후 감쇠계수를 결정하는데 이용되었다.

4. 유한 요소 해석

Fig. 4는 본 연구에서 사용된 엔진 커버의 형상 및 유한 요소 해석 모델을 나타낸다. 해석 모델은 사면체 2차 요소 (Tetra element)를 이용하여 구성하였으며, 요소 수는 92,552 개이고, 절점 수는 31,430개이다.

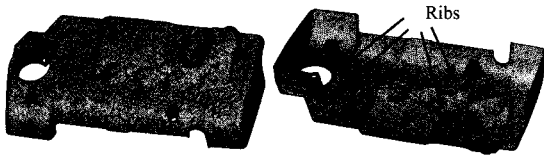


Fig. 4 FE model of engine cover.

이러한 해석 모델을 이용하여, 볼트 체결에 의한 정적 하중 해석(Static analysis), 고유진동수 해석(Modal analysis) 및 동적 하중 해석(Transient modal dynamic analysis)을 실시하였다.

4.1 고유 진동수 해석

엔진 커버의 동적인 특성을 파악하기 위해 상용 구조해석 프로그램인 ABAQUS를 이용하여 고유진동수 해석을 실시하였다[8]. 모델의 경계 조건으로는 엔진에 장착되어 있는 조건과 동일하게 각 보스부에 볼트로 고정되어지는 부분을 해석 상에서 구속시켰다. 그리고 실험적 모드 분석을 통해 찾아낸 감쇠계수를 적용시켰다. 해석을 통해 계산된 고유 진동수를 실험을 통하여 파악된 고유 진동수와 비교하여 Table 2에 나타낸다. 시험값과 해석 결과가 잘 일치하고 있는 것으로 나타났다.

Table 2 Comparison between calculated and measured natural frequencies.

Mode Number	Natural frequency (Hz)	
	FE model	Experiment
1	72.703	74
2	108.15	112
3	139.58	137

4.2 동적 하중 해석

내구 시험 시 엔진 커버에서의 응력 분포를 파악하기 위하여 응력 해석을 실시하였다. 하중 조건은 내구 시험을 따랐다. 볼트 체결에 의한 정적 하중을 첫 번째 하중 조건으로, 가진에 의한 동적 하중을 두 번째 하중 조건으로 입력하였다. 정적 하중으로는 볼트 체결 시 발생하는 변형량을 볼트 체결면에 부여함으로써 입력하였고, 동적 하중으로는 내구 시험의 가진 주파수인 108.15Hz (2번째 고유진동수), 15g의 조건을

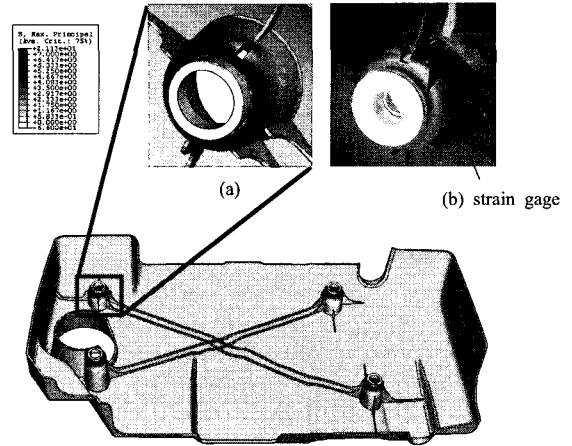


Fig. 5 Stress distribution of engine cover, (a) Stress distribution at the strain gage location, (b) Strain gage attached to engine cover.

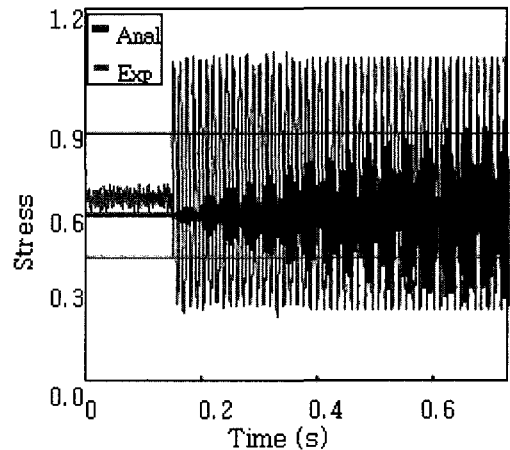


Fig. 6 Comparison of stress history between calculation (at N10367449) and measurements

볼트 체결 부위에 입력하였다. Fig. 5는 유한 요소 해석을 통하여 예측된 응력 분포를 나타낸다. 정적 하중에 의한 응력분포를 파악한 결과 볼트 체결 시 보스 부위에 인장 응력이 형성되었으며(Fig. 5(a)), 응력 집중이 크지 않은 것으로 파악되었다. 시간에 따른 응력 분포를 검토한 결과, 보스 부위에 형성된 응력 분포는 가진에 의하여 주기적으로 변화되는 것으로 알 수 있었다.

5. 동적 응력 측정

유한 요소 해석 결과를 검증하기 위하여, 엔진 커버의 부스 부위에 스트레인 게이지를 부착하여 내구 시험 중 변형률

을 측정하였다 (Fig. 5(b)). 이렇게 측정된 변형률을 변환시켜 내구 시험 중 엔진 커버에서 발생하는 응력을 측정하였다.

Fig. 6은 엔진 커버의 보스 부위에서 내구 시험 중 측정된 응력 이력을 해석 결과와 비교하여 나타낸 그래프이다.

스트레인 게이지에서 측정된 응력 분포는 정적 하중 하에서는 0.6 MPa 정도의 낮은 응력 값을 나타냈다. 동적 하중이 추가된 경우, 0.24 MPa~1.06 MPa의 범위에서 응력 변화가 나타나 동적 하중에 의한 응력 집중의 크기가 그다지 크지 않은 것으로 파악되었다. 해석 결과의 경우, 정적 하중의 크기가 실험값과 비슷한 수준(0.54 MPa)으로 파악되었으나, 동적 하중 하에서는 0.24 MPa~0.84 MPa의 범위에서 응력 변화가 나타나, 시험 결과보다 낮은 진폭으로 응력 변화를 나타내는 것으로 파악되었다. 또한 해석 결과의 경우, 동적 하중 하에서 응력 의 진폭이 수렴되는 시간이 길게 나타나는 것으로 파악되었다.

6. 결론

본 연구에서는 유한요소해석 및 실험을 통하여 정적 하중 및 동적 하중 하에서의 엔진 커버의 응력 분포를 파악해보았다. 시험 결과와 해석에서 예측된 값에는 차이가 있었으나, 해석을 통하여 예측된 전반적인 응력 분포의 경향은 시험 결과와 잘 일치하는 것으로 파악되었다. 이러한 해석 결과와 시험 결과 사이의 긴밀한 상관관계는 해석 결과가 시스템의 정적, 동적 반응을 잘 나타내주고 있음을 알 수 있었다.

본 연구에 사용된 엔진 커버의 경우, 정적 하중에 의한 영향이 매우 큰 것으로 알 수 있었으며, 볼트가 체결되는 보스 부근의 응력 집중이 구조적으로 가장 취약한 것으로 판명되었다. 포괄적인 내구 현상 파악 및 평가를 위해서는 피로 수명 해석이 필요할 것으로 파악된다.

참고문헌

- 1) N. N., "Engine Cover on Top Form," *Reinforced Plastics*, Vol. 46, 2002, p. 6.
- 2) Coon, L., Esteghamatian, M., Fast, D., Watt, D.F. and Zamani, N.G., "Design of Engine Cover System Using FEA," *Computer-Aided Engineering Journal*, 1991, pp. 98-102.
- 3) Kim, M., Lee, C.W., Son, S., Yim, H.J. and Heo, S.J., "Shape Optimization for Improving Fatigue Life of a Lower Control Arm Using the Experimental Design," *Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 11, No. 3, 2003, pp. 161-166.
- 4) Kim, N., Choi, W. and Baik, S., "Fatigue Life Analysis of Engine Component Bracket for Vibration Test," *Proceedings of the KSAE Spring Meeting*, 2005, pp. 925-930.
- 5) Kim, H. and Yoon, S., "Vibration Characteristic and Fatigue Analysis of Engine Mount Bracket," *Proceedings of the KSAE Spring Meeting*, 2003, pp. 1226-1232.
- 6) ASTM, *Annual Book of ASTM Standards E638*, Philadelphia, PA, 2000.
- 7) Ewins, D. J., *Modal Testing*, Research Studies Press, 1984.
- 8) ABAQUS, *User's Manual, Version 6.5*, HKS, USA, 2005.