

자동차 현가장치의 구조 강도 해석

조재웅*, 권오범⁺, 한문식⁺⁺

(논문접수일 2009. 09. 25, 심사완료일 2009. 11. 30)

Structural Strength Analysis of Automotive Suspension

Jae-Ung Cho*, Oh-Beom Kwon⁺, Moon-sik Han⁺⁺

Abstract

This paper describes the analysis of state when load applies to McPherson strut assembly. Strut assembly except knuckle-arm are created with 3 dimensional modeling program. Stress and structural strength on this model are analyzed by analysis program as load applies on the lower part of assembly modeling. When McPherson suspension is applied with 3000N at Z direction, maximum stress at spring becomes 433MPa and the cycle of minimum life is 4321. The designed modeling suspension at this study has no possibility with resonance.

Key Words : McPherson Suspension(맥퍼슨 현가장치), Strut Assembly(스트러트 어셈블리), Stress Analysis(응력해석), Structure Strength(구조강도)

1. 서론

현가장치(Suspension)는 차축과 차체를 연결하여 주행할 때 차축이 노면에서 받는 진동이나 충격이 차체에 직접 전달되지 않도록 하여 자동차의 승차감 및 핸들링에 직접적인 영향을 미치는 중요한 장치이다⁽¹⁾. 이와 같이 현가장치는 자동차의 승차감과 성능을 결정하는 핵심부품으로, 현가장치의 모양 및 구조에 따라 실제 성능에 영향을 주기 때문에 최근에도 자동차 설계시 매우 중요한 사항으로 고려되고 있다^(2,3).

속업소버(Shock absorber)가 포함된 스트러트(Strut)가 특징적이며 구조가 간단하여 요즘 주로 사용되는 맥퍼슨 스트러트 현가장치(McPherson strut suspension)는 속업소버에 의하여 코일스프링에 작용하는 충격을 완화시켜 보다 부드러운 현가성능을 얻도록 하였으며, 어셈블리 내에서의 코일스프링 및 스트러트는 매우 중요하다고 할 수 있다⁽⁴⁻⁶⁾. 현가장치 모듈 전체를 해석하여 접근하는 것은 여러 가지의 실제적인 인자를 고려하여 해석하기 때문에 오히려 해석에 있어서는 실제 상황에 근접하기가 어렵다. 또한 스프링에서 주로

* 공주대학교 기계자동차공학부

+ 계명대학교 일반대학원 기계공학과

++ 교신저자, 계명대학교 기계자동차공학부 (sheffhan@kmu.ac.kr)

주소: 704-701 대구광역시 달서구 달구벌대로 2800 계명대학교 성서캠퍼스

자동차에서의 가혹하중을 받음으로서 그 스프링의 주요 부분을 해석하였다. 따라서 주로 스프링 부분에서의 응력 해석을 적용할 수 있다. 또한 이에 대하여서는 진동과 피로 및 구조 해석등을 사용하여 실제 해석 조건으로 맞추어서 연구하였다.본 연구에서는 스트러트 현가장치에서 너클암을 제외하고 단순한 어셈블리를 모델링하였다. 그리고 해석 프로그램을 이용하여 고속주행 중 과속방지턱으로부터 받게 되는 차량 중량에 의한 응력 상태를 파악하는 구조 해석을 수행하고, 하중이 반복 작용하는 피로 해석을 하였다. 또한 스트러트 어셈블리의 진동해석을 통하여 공진 영역을 회피하는 설계를 할 수 있도록 하였다.

2. 모델 및 해석

2.1 유한요소모델

본 연구에서 스트러트 어셈블리의 스프링을 제외한 나머지 부분은 구조용 강이며 스프링은 스테인레스 스프링강인 맥퍼슨 현가장치 모델을 해석 대상으로 하였다. 이 해석모델은 Fig. 1과 같다⁽⁷⁾. Fig. 2에서와 같이 모델의 절점 및 요소

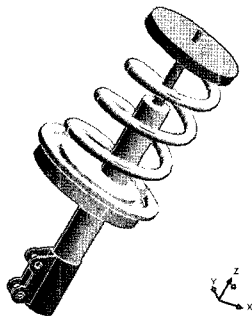


Fig. 1 Finite element division of model

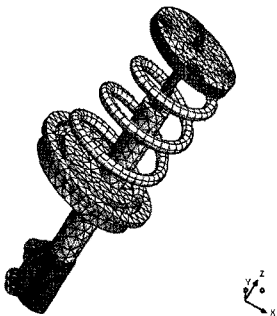


Fig. 2 Nodes and elements of model

수는 각각 19735 및 7553이다. 재료의 특성은 각각 Table 1 과 2에 나타내었다. 스프링의 피로를 해석하기 위한 스프링 강의 피로조건은 Fig. 3에 나타내었다. 차량이 주행 중에 과속방지턱을 만나 노면으로부터 차 중량에 대한 큰 충격을 받는다는 가정을 하여, 모델에 작용하는 차량의 하중을 계산 하면 다음과 같다. 차 중량을 1200kg으로 가정하고, 운전자

Table 1 Material property of structural steel

Properties	Values
Young's modulus	$2 \times 10^5 \text{MPa}$
Poisson's ratio	0.3
Mass density	$7.85 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$
Tensile yield strength	250MPa
Compressive yield strength	250MPa
Tensile ultimate strength	460MPa

Table 2 Material property of spring steel

Properties	Values
Young's modulus	$1.93 \times 10^5 \text{MPa}$
Poisson's ratio	0.31
Mass density	$7.75 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$
Tensile yield strength	207MPa
Compressive yield strength	207MPa
Tensile ultimate strength	586MPa

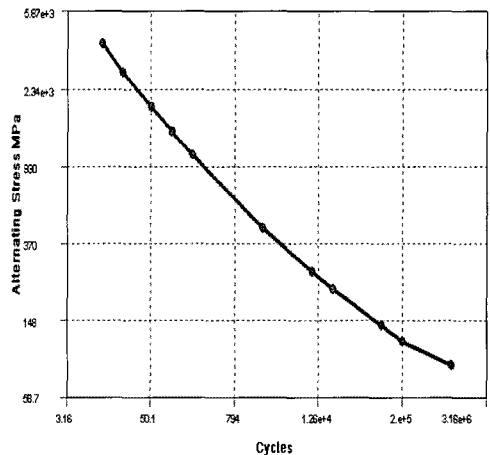


Fig. 3 Alternating stress-cycle of material

의 무게를 60kg으로 하여 하중을 계산하였으며 그 값은 다음 식 (1)과 같다.

$$F = m \times g \quad (1)$$

$$= \frac{(1200+60)}{4} \times 9.8 = 3087N$$

이렇게 얻어진 하중을 쉽게 조정하여, 극한의 상황에서 노면으로부터 현가장치가 받게 되는 집중하중을 3000N이라 가정하고 어셈블리에 작용할 때의 구조해석과 피로분석, 진동해석을 하였다. 모델링과 해석에 사용된 프로그램은 각각 CATIA V5와 ANSYS 11.0이다.

Fig. 4에서 보여지는 바와 같이 어셈블리는 상단에서 차체를 받쳐주는 'A' 지점을 고정 하였으며, 집중하중 3000N은 과속방지턱을 넘으면서 노면에 의해 바퀴로부터 차체중량을

하중으로 받는 지점인 너클 암(Knuckle arm)과 연결되는 너클 브라켓(Knuckle bracket)의 'B'에 Z의 방향으로 주어졌다⁽⁸⁾.

2.2 해석 결과

2.2.1 구조해석

Fig. 5와 6은 집중하중이 고정된 어셈블리의 너클 브라켓 하단에 작용했을 경우 작용하는 집중하중에 대하여 모델의 Z 방향으로의 변형량을 나타낸 것이다. Fig. 5에서는 어셈블리 하단의 스트럿 바(Strut bar) 및 로우워 시트(Lower sheet)가 27mm의 최대 변형량이 생겼으며, Fig. 6에서와 같이 현가성능을 담당하는 스프링에서는 최대 변형량이 25mm이었다.

Fig. 7은 작용하는 집중하중에 대하여 모델의 von-Mises 응력을 나타낸 것이다. 433MPa 정도의 최대 von-Mises 응력이 스프링 하단 내측에 생긴 것을 볼 수 있다. 또한 지지역

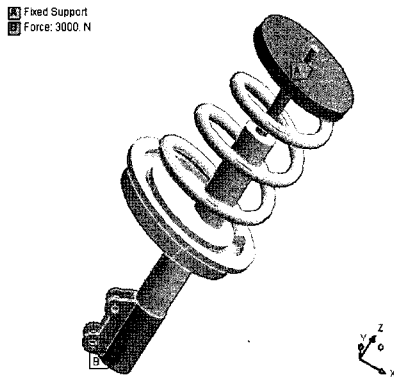


Fig. 4 Constraint condition of model

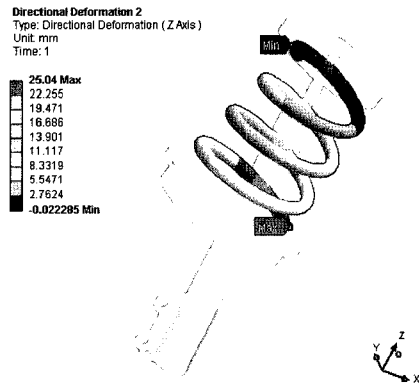


Fig. 6 Directional deformation of coil spring

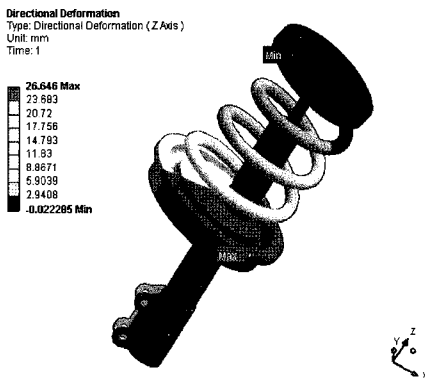


Fig. 5 Directional deformation of model

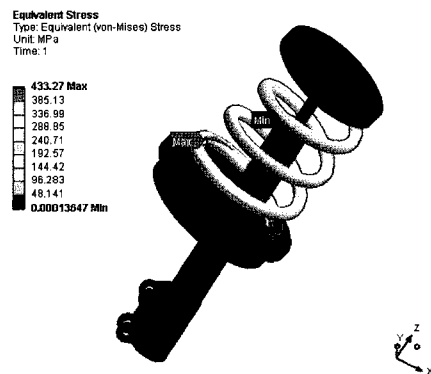


Fig. 7 von-Mises stress contour of model

할을 하는 스트러트 어셈블리의 구조대는 응력을 최소로 받으며, 현가성능을 담당하는 스프링에 대부분의 응력이 집중되어 발생하는 것을 확인할 수 있다.

2.2.2 피로해석

반복 피로 특성을 확인하기 위하여 Fig. 8과 같이 규칙적인 Sine형태의 Zero-based 하중으로서, 연강의 피로분석에 적합한 Goodman 이론을 적용하였다.

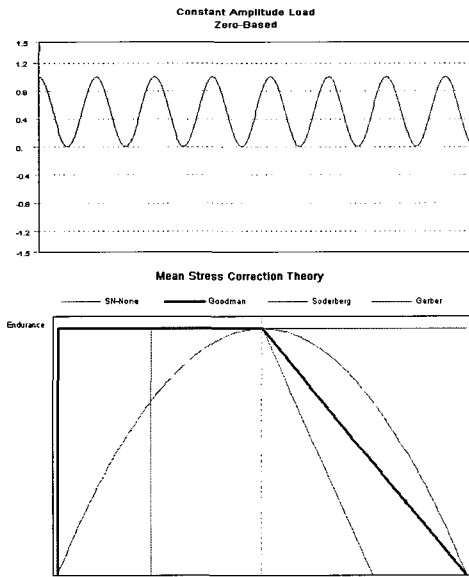


Fig. 8 Constant amplitude load & mean stress correction theory of fatigue

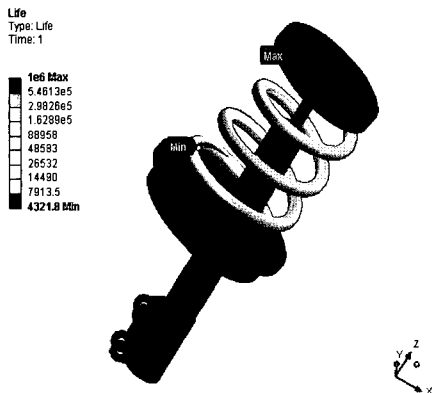


Fig. 9 Life in constant amplitude load of model

Fig. 9는 모델의 수명을 나타내는 그림으로서, 최대응력이 발생하는 지점에서 최소 수명이 발생하고 있음을 확인할 수 있다. 이때 이 지점에서의 최소수명은 4321회이다. 또한 하나의 스트러트로 된 현가장치가 4321회를 초과하여 3000N의 하중을 받게 될 경우에 스프링은 파손이 될 수 있다는 결과를 보면 자동차 현가장치의 주된 부분인 스프링 부위에서의 설계에 좋은 검증 자료가 될 수 있다.

2.2.3 진동해석

구조물의 고유진동수를 구하기 위해 모달 해석(Modal analysis)을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 10에서 확인할 수 있다. 3차 모드에서 응답이 가장 클 것을 예측할 수 있다. 각 모드에서의 진동수를 Fig. 11에는 확인할 수 있으며, 변

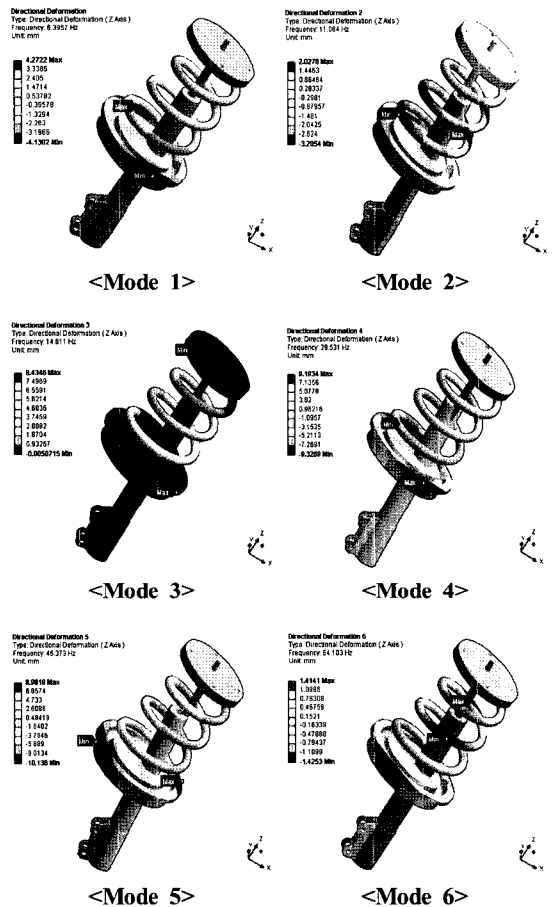


Fig. 10 Directional deformations of modal analysis

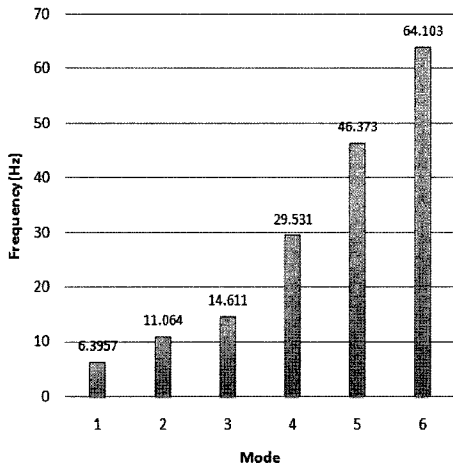


Fig. 11 Frequency-mode graph of modal analysis

형이 쉬우며 공진이 일어날 가능성이 큰 것으로 보이는 3차 모드의 진동수는 15Hz이다. 현가 장치에서는 실제로 가혹한 조건이라도 통상 이 진동수 이상으로는 공진이 일어나지 않는 것으로 사료된다.

또한 이 결과에서 보면 주행 중 15Hz에서 공진이 발생하나 실제상에서는 이보다 훨씬 낮은 진동수로 운행되기 때문에 승차감이 좋도록 설계를 할 수 있다는 검증 결과를 보였다.

3. 결론

본 연구는 외경이 170mm, 높이245mm이며 5deg의 경사각을 갖는 코일 스프링이 설치된 맥퍼슨 스트럿 현가장치에 Z 방향으로 작용하는 3000N의 하중에 의한 변형량, 응력 상태 및 피로조건에 대하여 해석하였다. 이러한 해석 결과들을 도출하여 얻은 주요 결론들은 다음과 같다.

- (1) 과속방지턱을 지나면서 3000N의 극한의 하중을 현가장치가 받게 되는 경우, 모델의Z방향으로의 변형량은 27mm이며 스프링만의 변형량은 25mm이다. 이때 노면으로부터의 진동을 흡수하는 스프링에서 433MPa의 최대응력이 발생한다.
- (2) 현가장치에 규칙적으로 3000N의 하중이 주어질 경우, 최대 응력이 발생하는 스프링에서 최소수명이 발생하며 이때의 최소수명은 4321회이다. 즉 어셈블리에 3000N의 극한하중이 4321회를 초과하여 작용하게 되면 스프링은 최대응력 발생지점으로부터 손상이 발생한다.

- (3) 차량은 주행 중 60~120cycle/min(1~2Hz)의 진동수에서 가장 좋은 승차감을 보이며 현가장치는 이 범위 내에서 설계된다. 본 연구에서 모델링한 현가장치는 15Hz에서 공진이 일어날 가능성이 크기 때문에 실제 주행 중에는 공진이 발생할 경우는 없다고 사료된다.

참고 문헌

- (1) Park, H., Hahn, C. S., Kim, B. W., and Kim, D. G., 2003, "Sweet Area Determination by Performance Sensitivity Analysis for an Automotive Vehicle Suspension," *Transactions of the KSMTE*, Vol. 12, No. 1, pp. 92~100.
- (2) Park, J. H., Lee, J. S., and Baek, W. K., 2006, "Optimal Design of A MacPherson Strut Suspension with A Carrier," *2006 Autumn Conference Proceeding of the KSAE*, Vol. II, pp. 861~865.
- (3) Lee, T. K. and Kim, B. S., 2004, "Vibration Characteristics of Automobile Suspension System considering Tire Design Parameters," *Proceedings of the KSME 2004 Fall Annual Conference*, pp. 805~810.
- (4) Lee, S. B., Jang, Y. J., Yim, H. J., and Nah, D. B., 2009, "Optimum Design of SUV Suspension Parameters Considering Rollover Stability," *Journal of KSMTE*, Vol. 18 No. 4, pp. 410~416.
- (5) Shin, Y. J., Park, J. H., Hur, H. M., and You, W. H., 2008, "Running Stability Analysis caused by Parameters of Primary Suspension in Railway Vehicles," *2008 Autumn Conference Proceeding of the KSPE*, pp. 689~690.
- (6) Park, K. D., Kim, H. J., Kim, Y. D., and Jung, J. W., 2003, "A Study of Methods of Fatigue Strength Improvement for the Suspension Material," *2003 Autumn Conference Proceeding of the KSPSE*, pp. 44~49.
- (7) Ji, Y. C., Jeon, N. I., Seo, W. J., Doo, M. S., and Chung, I. S, 2004, "The Structural Analysis on the Damper Spring Module of McPherson Suspension," *2004 Autumn Conference Proceeding of the KSAE*, Vol. II, pp. 691~696.
- (8) Nah, D. B. and Lee, S. B., 2004, "Chassis Control System Technology of Intelligent Vehicle," *Journal of KSMTE*, Vol. 13, No. 2, pp. 49~56.