

구속조건을 고려한 자동차 현가장치 기구특성의 최적설계

이창노^{1*}, 김효준²

¹우석대학교 기계자동차공학과, ²강원대학교 기계공학과

Design Optimization for Kinematic Characteristics of Automotive Suspension considering Constraints

Chang-Ro Lee^{1*}, Hyo-Jun Kim²

¹Department of Mechanical and Automotive Engineering, Woosuk University

²Department of Mechanical Engineering, Kangwon University

요약 본 논문은 자동차 현가장치의 기구적 특성에 대한 설계 최적화에 관한 것이다. 현가장치의 기구적 특성은 토우 및 캠버와 같은 바퀴의 자세를 결정하며 이것은 주행 중 타이어의 마모에 관련될 뿐만 아니라 차량의 운동성능인 조종안정성에 큰 영향을 미친다. 따라서 설계 초기단계에서 현가장치 기구의 특성을 결정하는 것은 매우 중요한 일이다. 본 논문에서는 맥퍼슨 스트러트식 현가장치에 대한 현가장치의 기구적 특성을 파악하기 위하여 변위해석을 수행하였다. 이를 위해 현가장치 기구를 구성하는 조인트에 대한 구속방정식을 세우고 이를 풀 수 있는 프로그램을 작성하였다. 또한 원하고자 하는 현가장치의 기구적 특성을 얻기 위하여 설계 최적화 프로그램인 ADS를 이용하였다. 최적화를 위한 설계변수로서 현가장치의 차체 부착점인 하드 포인트의 좌표로 설정하였으며 목표함수로서 바퀴의 상하운동에 대한 토우-인의 합으로 정의하였다. 구속함수로서 설계 시 제한조건인 최대 캠버각과 최저 롤 중심고를 고려하였다. 본 연구의 결과로서 두 가지 구속함수를 만족하고 토우-인의 변화를 최소화 하는 하드 포인트의 최적위치를 결정할 수 있었다.

Abstract This paper deals with the design optimization of the kinematic characteristics of an automotive suspension system. The kinematic characteristics of the suspension determine the attitude of the wheels, such as the toe and camber, which not only relates to tire wear during driving, but also greatly affects the control of the vehicle and its stability, which corresponds to the motion performance of the vehicle. Therefore, it is very important to determine the characteristics of the suspension mechanism at the initial stage of the design. In this study, a displacement analysis is performed to determine the kinematic properties of the suspension for the McPherson strut suspension. For this purpose, a set of constraint equations for the joints constituting the suspension mechanism was established and a program was developed to solve them. We also used ADS, a design optimization program, to obtain the desired kinematic characteristics of the suspension. As the design variables for optimization, we used the coordinates of the hard points, which are the points of attachment of the suspension to the vehicle body, and are defined as the summation of the toe-in for the up and down movement of the wheel as the objective function. As the constraint functions, the maximum camber angle and minimum roll center height, which are design requirements, are considered. As a result of this study, it was possible to determine the optimal locations of the hard points that satisfy both constraint functions and minimize the change of the toe-in.

Keywords : ADS, Design Optimization, Hard Points, Kinematic Analysis, Suspension

*Corresponding Author : Chang-Ro Lee(Woosuk Univ.)

Tel: +82-63-290-1474 email: rolee@woosuk.ac.kr

Received October 20, 2016

Revised (1st December 8, 2016, 2nd March 7, 2017)

Accepted March 10, 2017

Published March 31, 2017

1. 서론

자동차의 현가장치는 바퀴를 차체에 구속시키는 일종의 3차원 기구이다. 바퀴의 차체에 대한 상대운동은 기본적으로 수직운동이 가능하여야 하며 이때 바퀴의 자세는 바퀴의 수직운동에 따라 함께 변하게 된다. 바퀴의 자세는 토우각과 캠버각으로 규정되는데 이 두 각의 변화 특성은 주행 중 타이어의 마모와 관련될 뿐만 아니라 차량의 주행 중 운동성능과 밀접한 관계가 있다. 그래서 현가장치 설계자는 원하는 바퀴의 자세가 나오도록 기구를 설계해야 한다. 종래에는 주어진 기구에 대하여 변위해석을 할 수 있는 프로그램이 개발되어 반복계산에 의해 적절한 기구를 설계해 왔다. 그러나 이 방법은 오랜 경험이나 시행착오에 의하므로 원하고자 하는 기구특성을 갖는 현가장치 기구를 설계하는 데는 많은 시간과 노력이 소요된다. 설계최적화 기법의 이전 단계로 현가장치 기구에 대한 민감도해석을 수행한 연구[1-3]가 있으며 최근에는 기구동역학 상용프로그램인 ADAMS [4]나 SIMPACK [5]등이 현가장치의 기구해석에 이용되고 있다. 그러나 이러한 상용프로그램은 해석이 일차적인 기능이며 최적화 문제를 다루는데 있어서 설계변수나 함수의 정의를 위해 시스템 변수를 사용해야만 하는 제약이 있다. 또한 설계자가 복잡한 프로그램 사용법을 익혀야 하고 모델링 과정에서 수많은 입력데이터를 요구한다. 따라서 실제 최적설계에는 비효율적이라 할 수 있다. 본 논문은 이러한 종래의 설계를 효율적으로 수행하기 위하여 최적설계 전용 프로그램인 ADS(Automated Design Synthesis) [6]를 이용한 자동차 현가장치 기구의 최적설계에 관하여 기술한다.

2. 기구해석

2.1 현가장치 기구모델

본 연구의 대상인 현가장치는 승용차의 전륜에 많이 사용되고 있는 맥퍼슨 스트럿식 현가장치로서 Fig. 1과 같은 구조를 하고 있다.

맥퍼슨 스트럿 현가장치의 운동에 대한 기구해석을 위하여 Fig. 2과 같은 기구모델을 작성한다. 이 기구 모델에서 차체는 고정되어 있다고 가정하며 현가장치의 차체와의 연결점 A, B, C, D를 하드 포인트라 부른다. 기구를 구성하는 강체의 구분은 기구 내에 상대운동이 있

는 것은 분리해서 개별 강체로 정의한다. 구성 강체는 너클(스트럿의 실린더 부분 포함), 로어-암, 타이로드, 스트럿의 피스톤-로드 및 차체(프레임)이다. 강체간 상대운동의 구속은 조인트로서는 나타난다. 이 기구를 구성하는 조인트와 조인트에 관련된 부품은 Table 1과 같다.

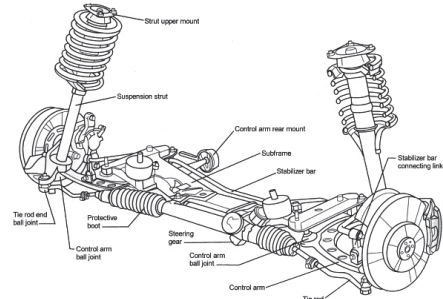


Fig. 1. McPherson Strut Type Suspension

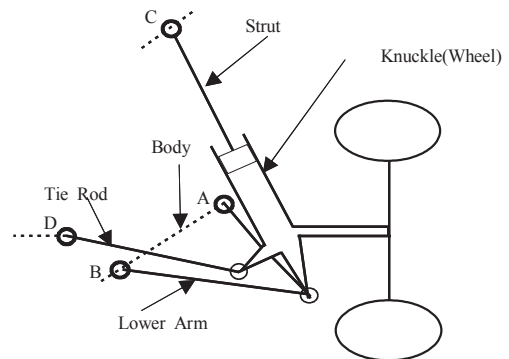


Fig. 2. Kinematic Model of McPherson Strut Suspension

Table 1. Joints in Mcpherson Strut Suspension

Joint Type	Related Parts
Spherical (1)	Knuckle-Lower Arm
Spherical (2)	Knuckle-Tie Rod
Spherical (3)	Strut Piston-Car Body
Revolutional	Lower Arm-Car Body
Translational	Knuckle-Strut Piston

2.2 현가장치 기구의 변위해석

바퀴의 자세는 너클의 공간상의 위치에 의해 결정되므로 현가장치 기구의 변위 해석은 이 너클의 변위를 찾는 것이라고 할 수 있다. 한편 3차원 공간상의 강체운동은 구속이 없는 경우 총 6자유도 (3방향 병진, 3방향 회전)를 갖는데 Fig. 3과 같이 강체상의 임의의 점 $P(P_x, P_y, P_z)$

의 운동 후 위치 $P'(P'_x, P'_y, P'_z)$ 는 강체상의 기준점 $O(O_x, O_y, O_z)$ (본 연구에서는 바퀴의 중심)의 병진운동 후 위치 $O'(O'_x, O'_y, O'_z)$ 와 이점에서의 회전축의 단위벡터 $u(u_x, u_y, u_z)$ 주위의 회전각 Φ 로 나타낼 수 있으며 식(1)로 표현된다. [7]

$$P' = [R](P - O) + O' \quad (1)$$

여기서

$$[R] = \begin{bmatrix} u_x^2 V + \cos\Phi & u_x u_y V - u_z \sin\Phi & u_x u_z V + u_y \sin\Phi \\ u_x u_y V + u_z \sin\Phi & u_y^2 V + \cos\Phi & u_y u_z V - u_x \sin\Phi \\ u_x u_z V - u_y \sin\Phi & u_y u_z V + u_x \sin\Phi & u_z^2 V + \cos\Phi \end{bmatrix}$$

$$V = 1 - \cos\Phi$$

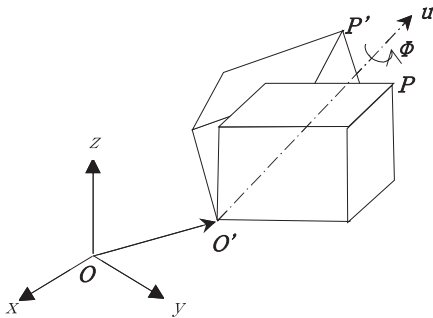


Fig. 3. Rigid Body Motion in Space

강체의 운동을 규정하기 위해서는 식(1)에서 $O'(O'_x, O'_y, O'_z)$ 와 $u(u_x, u_y, u_z)$ 및 θ (미지수 7개)를 결정하면 된다. 이를 위해 점들에 운동 전후에 대한 관계를 조인트의 형식에 따른 구속방정식들로 나타내고, 주어지는 한 개의 미지수(여기서는 너클의 수직변위 : O'_z)를 제외한 나머지 6개의 변수들을 아래의 식(2)와 같은 5개의 구속방정식과 식(3)과 같은 1개의 보조방정식을 풀어서 구한다.

$$\Phi_i(\mathbf{x}) = 0, \quad i = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (2)$$

$$u_x^2 + u_y^2 + u_z^2 = 1 \quad (3)$$

식(2)에서 \mathbf{x} 는 조인트의 이동 전후 위치를 나타내는 점의 좌표들이다. 식(2)과 식(3)의 해를 구하는 것은 비선형 연립방정식을 푸는 것으로 뉴턴-랩슨법 등의 수치해법을 이용한다.

3. 최적설계

3.1 최적설계를 위한 공식

본 연구에서 원하고자 하는 현가장치의 기구적 특성은 바퀴의 수직변위에 대한 토우-인의 변화를 최소화하고자 하는 것이다. 또한 토우-인 변화 이외에 설계구속조건으로서 현가장치의 또 다른 기구적 특성들이 있는데 그중에서도 바퀴 캠버각과 차체의 롤중심고(Roll Center Height : RCH)가 있다. 토우-인 변화를 최소화 하면서 이 두 가지 기구적 특성을 동시에 만족시키기 위해 시행착오에 의존하는 것은 상당히 번거로운 일이다. 최적화에서는 이 두 가지 기구적 특성을 구속조건으로 처리한다. 토우-각, 캠버각 및 롤중심고는 현가장치의 변위해석 결과로부터 구할 수 있다.

최적설계를 위한 설계변수는 차체연결점(하드 포인트)의 좌표들이며 설계변수의 상하한 값들은 각 점에서의 다른 인접장치와의 여유 공간이 된다. 목적함수는 바퀴의 상하 전 운동구간에서 토우(θ_i)값의 합으로 설정한다. 또한 구속함수로서는 바퀴의 캠버각 (Γ_N) 및 차체의 롤중심고(RCH_N)가 특정값 보다 작아야 하는 것으로 한다. 이를 표준화된 최적화식으로 나타내면 다음과 같다.

● 설계변수 (12 개)

$$\mathbf{x} = \{ A_x, A_y, A_z, B_x, B_y, B_z, C_x, C_y, C_z, D_x, D_y, D_z \} :$$

$$\text{설계변수 상하한값 : } \mathbf{x}_l \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_u$$

$$\text{본 연구에서는 } \mathbf{x}_l = \mathbf{x} - 10, \quad \mathbf{x}_u = \mathbf{x} + 10$$

● 목적함수

$$\text{minimize } f(\mathbf{x}) = \sum_{i=0}^N |\theta_i|, \quad N : \text{해석구간수}$$

● 구속함수

$$\text{subject to } g_1(\mathbf{x}) = \Gamma_N - 2.0 \leq 0.0$$

$$g_2(\mathbf{x}) = RCH_N - 350.0 \leq 0.0$$

3.2 최적화 프로그램

이상의 최적화 문제를 비선형 최적화 프로그램인 ADS를 이용하여 푼다. ADS는 Fortran 원문이 공개된 범용 수치 최적화 프로그램으로 사용자가 3.1절에서 설명한 최적화 공식을 작성하여 실행하면 효율적으로 최적화 결과를 제공한다. 즉 설계변수의 함수인 목적함수와

구속함수는 등식 및 부등식의 함수를 처리할 수 있다. 본 연구에서는 두 개의 구속함수를 부등방정식으로 사용하였다. Fig. 4는 설계최적화 과정에 대한 부프로그램간 연결도를 나타낸다. 그림에서 ADS.for 는 최적화 알고리즘을 수행하며 목적함수와 구속함수에 대한 함수값의 계산은 현가장치 기구해석프로그램인 SUSP.for을 사용하여 수행되었다.

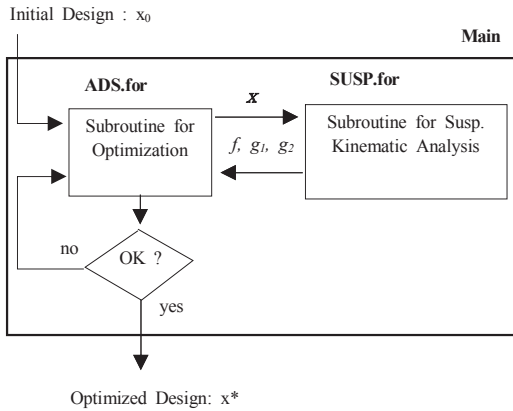


Fig. 4. Procedure of Design Optimization

3.3 최적설계 결과

Table 2는 하드포인트에 대한 최적화 결과로 최적화 전후의 좌표값을 보여준다. 최적화 이후의 좌표값들이 규정된 상하한값(초기치±10) 이내로 들어있음을 알 수 있다.

Table 2. Optimization Results of Hard Points

Hard Points Coordinates		Initial	Optimized
A	x	-302.0	-292.0
	y	396.0	386.0
	z	-98.5	-108.5
B	x	41.0	51.0
	y	396.0	386.0
	z	-80.0	-90.0
C	x	67.0	77.0
	y	579.5	589.5
	z	570.0	580.0
D	x	135.0	135.5
	y	380.0	370.0
	z	-58.0	-48.5

Table 3은 목적함수와 구속함수의 최적화 결과를 보여 준다. 또한 구속 값인 캠버와 롤센터의 최적화 결과를 보인다. 최적화 이후 각 함수값이 충분히 줄어들었으며

캠버와 롤중심고가 규정된 구속값에 근접한 것을 알 수 있다.

Table 3. Optimization Results of Function Values

Function Values	Initial	Optimized
Objective	48.42	19.06
Constraint1:g1	0.26	-3.98E-3
Constraint1:g2	36.3	9.0
CAMBER	2.26	2.0
RCH	385.3	341.0

Fig. 5 ~ Fig. 7 은 각각 최적화 과정에서 함수값들의 변화를 보여준다. Fig. 5에서 목적함수는 최소화 됨을 알 수 있고, Fig. 6 과 Fig. 7 의 구속함수는 영보다 작아져 최적화가 원만히 수행되었음을 알 수 있다. 한편 Fig. 8에서는 이상의 최적화 결과로 현가장치의 토우-인 변화가 작아졌음을 확인할 수 있다.

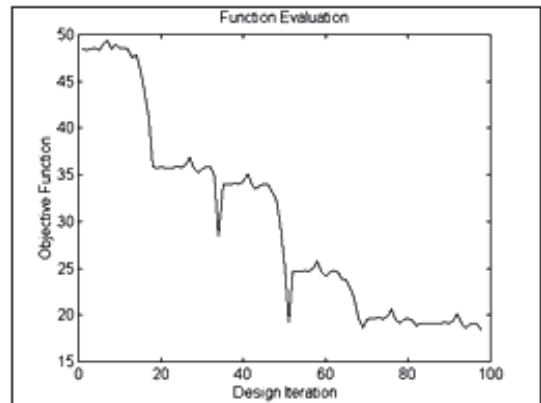


Fig. 5. Variation of Objective Function : f(x)

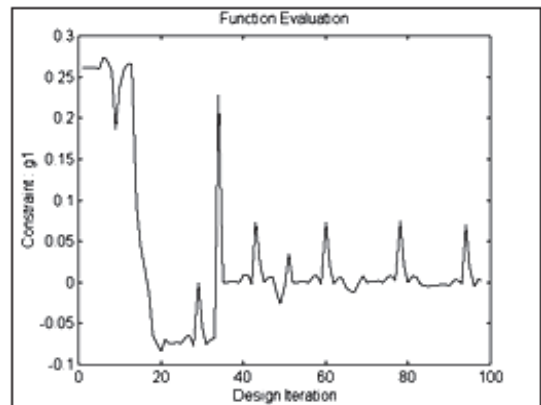


Fig. 6. Variation of Constraint Function : g1(x)

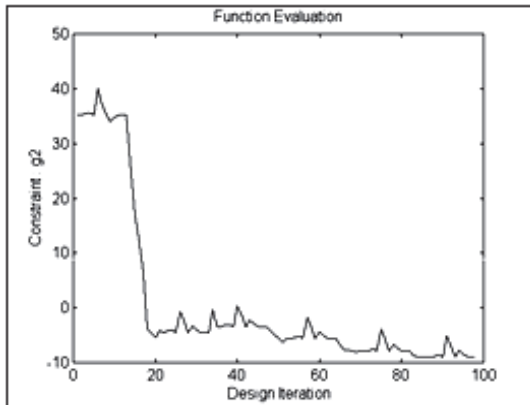


Fig. 7. Variation of Constraint Function : $g_2(x)$

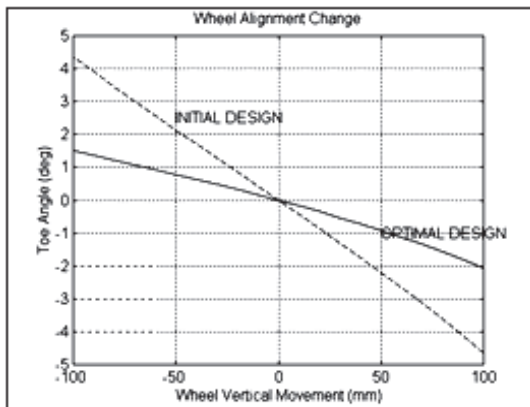


Fig. 8. Change of Toe Angle with respect to Vertical Movement of Wheel

4. 결론

- 본 연구에서는 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.
1. 맥퍼슨 스트러트 현가장치 기구에 대한 변위해석 프로그램을 작성하였고 이를 이용한 설계최적화 과정을 통하여 원하는 기구특성을 갖는 현가장치의 최적의 하드포인트 위치를 결정할 수 있었다.
 2. 최적화 프로그램인 ADS는 사용자가 설계변수와 목적함수 및 구속함수를 적절히 정의 해주면 최적화 결과를 얻을 수 있는 있는 효율적인 전용 프로그램으로 현가장치 설계에 상당한 도움을 줄 수 있을 것으로 사료된다.
 3. 본 연구는 맥퍼슨 스트러트 라는 특정 현가장치형식에 대한 결과이므로 다른 현가장치형식에 대하

여는 그에 맞는 기구해석프로그램을 작성할 필요가 있다.

References

- [1] K. P. Balike, S. Rakeja, I. Stiharu, "Kinematic Analysis and Parameter Sensitivity to Hard Points of Five-Link Rear Suspension Mechanism of Passenger Car", Proc. of ASME 10th International Conference on Advanced Vehicle and Tire Technologies, vol. 4, pp. 755-764, August, 2008.
DOI: <https://doi.org/10.1115/detc2008-49243>
- [2] Hong G. Moon, "Kinematic Sensitivity Analysis in Vehicle Suspension System", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 3, no. 2, pp. 126-138, 1995.
- [3] H. K. Min, T. H. Tak, M. Jang, Kinematic Design Sensitivity Analysis of Suspension systems Using Direct Differentiation, vol. 5, no. 1, pp. 38-48, 1997.
- [4] Ji. Liang, L. Xin, Simulation analysis and optimization design of front suspension based on ADAMS, MECHANIKA. vol. 18, no. 3, pp. 337-340, 2012.
DOI: <https://doi.org/10.5755/j01.mech.18.3.1873>
- [5] Intel Gmbh, "How to model A McPherson Suspension-Simpack", Available from : http://www.simpack.com/uploads/media/ht_mcperson-suspension, 2012 (accessed March. 10, 2016.)
- [6] G. N. Vanderplaats, *ADS A Fortran Program for Automated Design Synthesis Version 3.00*, Engineering Design Optimization, Inc., p. 11-19, 1988.
- [7] Ch. H. Suh, *Computer Aided Design of Mechanisms-A*, pp. 62-65, Panghan Publishing Co., 1986.

이 창 노(Chang-Ro Lee)

[정회원]



- 1993년 8월 : 연세대학교 공학대학원 기계공학전공 (공학석사)
- 2000년 2월 : 연세대학교 대학원 기계공학과 (공학박사)
- 1983년 3월 ~ 1988년 9월 : 현대자동차 기술연구소
- 1989년 10월 ~ 2000년 12월 : 쌍용자동차 기술연구소
- 2001년 3월 ~ 현재 : 우석대학교 기계자동차공학과 교수

<관심분야>

차량동역학, 차량제어, 기구동역학시뮬레이션

김 효 준(Hyo-Jun Kim)

[정회원]



- 1996년 8월 : 연세대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2000년 2월 : 연세대학교 기계공학과 (공학박사)
- 1988년 1월 ~ 1993년 7월 : 대우중공업 중앙연구소
- 2001년 3월 ~ 현재 : 강원대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

동역학 시스템의 강건제어, 고충격 시스템 해석/안정화시스템 설계, 초정밀 계측 및 제어