

조향 운동을 고려한 5-SS 멀티링크 현가장치의 근사 합성

김선평* · 심재경** · 안병의*** · 이언구***
(1999년 9월 30일 접수)

Approximate Synthesis of 5-SS Multi Link Suspension Systems for Steering Motion

Seon-Pyung Kim, Jae-Kyung Shim, Byung-Eui Ahn and Un-Koo Lee

Key Words : Kinematic Synthesis(기구학적 합성), Suspension System(현가장치), Approximate Synthesis(근사 합성), Imaginary Kingpin Axis(가상 킹핀축), Screw Axis(스크류축), Kinematic Constraint Equation(기구학적 구속조건식), Selective Precision Synthesis(선택적 정밀도 합성법)

Abstract

This paper presents an approximate synthesis of 5-SS multi link suspension for 2 D.O.F motions. In the proposed synthesis method, alteration curves of camber, toe, kingpin and caster angles are optimized during the bump rebound and the steering motions. And joint positions can be located within desired boundaries. Especially, steering motions are considered for control of kingpin offset and caster trail. Prescribed motions contain both wheel center positions and imaginary kingpin axes in the multi link type suspension. Constraint equations are formulated with displacement matrix and velocity matrix using instantaneous screw axis.

1. 서론

자동차용 현가장치는 주행중인 차량의 노면에 대한 휠의 이상적인 접촉을 유지하며 차체의 자세를 최적화하고 외부로부터의 충격을 흡수하는 장치로서 조종안정성과 승차감 향상을 목적으로 설계되고있다. 이러한 현가장치는 주행중의 노면 변화에 의한 범프 리바운드 운동과 선회시의 조향 운동에 따른 현가장치의 기하(geometry) 특성에 따라 운전자에게 다양한 느낌의 차이를 줄 수 있다. 또한, 실내공간의 크기와 엔진룸 등의 위치를 고려하여 현가장치를 구성하는 조인트와 링크들의 장착위치를 적절히 배치하여야 필요없는 공간을 줄이며 공간 활용도를 높일 수 있다. 따라서 현가장치는, 기구학적 운동의 최적화와 효율적인 공간 배치를 구현하는 초기 설계를 바탕으로 할 때 고

성능, 고효율을 만족하는 설계가 가능하다.

현가장치의 설계 초기 단계에서는 링크와 조인트의 컴플라이언스(compliance)를 제외한 기구학적 설계를 통해 현가장치의 기본적인 성능을 결정하므로 운동특성의 해석 자료가 부족한 신형 현가장치의 초기 설계는 이미 양산되어 많은 검증을 거친 기존의 현가장치보다 더욱 많은 시간과 노력을 필요로 한다. 멀티링크형 현가장치로 대표되는 이 신형 현가장치들은 컴퓨터의 발달을 바탕으로 혁신적인 성능 향상의 가능성을 가지고 다양한 형태로의 발전을 거듭하고 있다. 그러나 그에 따른 정교한 해석 능력과 고도화된 설계기술을 필요로 하며 특히 조향 운동의 경우, 기존 형태의 현가장치는 고정축으로 가정된 조향축을 중심으로 운동하지만 멀티링크형 현가장치는 운동과 동시에 조향축이 계속 변화하는 가상 킹핀축⁽¹⁾을 가지고 있다. 이 가상 킹핀축 개념은 성능 향상을 위한 설계의 폭을 넓힐 수 있지만 조향 특성과 관련된 현가장치의 인자들인 킹핀각, 킹핀 읍셋, 캐스터각, 캐스터 트레일 등의 정교한 설정을 필요로 한다.

가상 킹핀축을 해석적으로 접근하기 위한 이론

* 회원, 고려대학교 대학원

** 회원, 고려대학교 기계공학과

E-mail : jkshim@korea.ac.kr

TEL : (02) 3290-3362 FAX : (02) 926-9290

*** 현대자동차 (주)

적 토대로 스크류축⁽¹⁻³⁾을 들 수 있다. 공간상의 강체의 운동은 한 직선에 대한 회전 운동과 그 축 방향의 병진 운동으로 표현될 수 있으며, 이 때의 직선을 스크류축이라 한다. 스크류축을 이용하여 차체에 대한 휠 어셈블리의 상대 조향축을 표현하면 조향 특성과 관련된 현가장치의 인자를 스크류축의 인자들로 나타낼 수 있다.

스크류축을 바탕으로 멀티링크형 현가장치의 가상 킥핀축을 해석하고 이를 설계에 반영하는 방법은 이미 문헌⁽¹⁾을 통해 발표된 바 있고 국내 자동차 양산 업체에서도 직접 설계에 적용하고 있는 듯 하나 자동차 후발 주자인 국내 업체의 입장에선 해석을 이용한 조정과 축적된 데이터를 활용하는 방법 이외에 설계자가 원하는 스크류축의 거동을 구현할 수 있는 현가장치를 자유롭게 설계하고 이들을 비교 검토하여 성능향상을 꾀할 수 있는 적극적인 방법의 설계 도구가 필요하다.

본 논문에서는 기구 합성법을 이용하여 현가장치의 초기 설계를 체계화하는 연구⁽⁴⁾의 일환으로서, 현가장치의 휠 어셈블리의 변위와 각 운동 위치에서의 순간 조향운동에 대한 스크류축을 입력값으로 사용하며, 범프 리바운드 운동과 조향 운동을 모두 고려할 수 있는 기구 합성법을 제안하고자 한다. 이를 위해, 현가장치의 기구학적 성능 인자인 캠버, 토우, 킥핀, 캐스터각들과 킥핀 읍셋 그리고 캐스터 트레일을 이용하여 휠 어셈블리의 변위와 순간 스크류 인자를 표현하였다. 이렇게 표현된 2 자유도 운동의 변위와 순간 스크류 운동을 최대한 근접하게 만족시키며 제한된 공간 내에 현가장치를 구현하기 위한 방법으로 근사 합성법을 제시하였다.

2. 2 자유도 5-SS 현가장치 모델

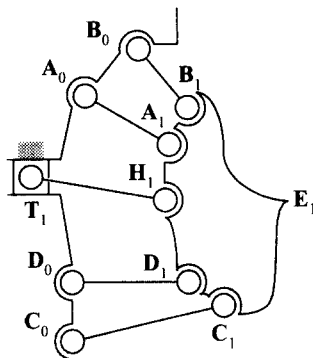


Fig. 1 Kinematic model of 5-SS multi link suspension

Fig. 1 은 5-SS 현가장치의 기구학적 모델이다. 4 개의 S-S 다이어드(dyad)가 차체와 휠 어셈블리를 연결하고 있고 조향 장치와 연결 되어있는 타이로드의 안쪽 구면 조인트를 병진 조인트에 연결하여 조향 운동이 가능하도록 모델링하였다. 휠 센터의 초기 위치를 E_i 라하고 차체에 고정된 조인트의 위치벡터는 하점자 0 으로 차체에 대한 상대 운동을 하는 조인트의 초기 위치벡터는 하점자 1 로 표현하였다.

공간상의 강체로 가정된 휠 어셈블리의 자세(orientation)를 표현하기 위해 롤-피치-요각을 이용하였다. 차량의 후진방향을 양의 X 축, 차체를 후방에서 바라보았을 때 차량의 우측방향을 양의 Y 축이 되도록 고정좌표계를 설정하고 롤, 피치, 요가 각각 γ, β, α 로 표기된 X, Y, Z 축 방향의 회전을 나타내도록 설정하여 회전행렬 $[R_i]$ 를 나타내면, 다음과 같은 변위행렬로 휠 어셈블리에 고정되어 있는 조인트들의 i 번째 위치벡터를 표현할 수 있다.^(3,5)

$$\begin{bmatrix} Q_i \\ I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [R_i] & (E_i - [R_i]E_1) \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_i \\ I \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서,

$$Q_i = [A_i B_i C_i D_i H_i]$$

$$[R_i] = [R_{\alpha_i}] [R_{\beta_i}] [R_{\gamma_i}]$$

E_i : 휠 센터의 i 번째 위치벡터이다.

강체의 순간 스크류 운동은 스크류축의 방향을 나타내는 단위벡터 u 와 축상의 임의의 점 P , 축에 대한 회전각속도 $\dot{\phi}$ 그리고 병진운동속도 \dot{s} 라는 순간 스크류 인자로 정의될 수 있으며 이 순간 스크류로 휠 어셈블리에 고정되어 있는 조인트들의 속도를 표현하면 다음과 같다.^(3,5)

$$\begin{bmatrix} \dot{Q}_i \\ I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [W] & (su - [W]P) \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_i \\ I \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서,

$$[W] = \begin{bmatrix} 0 & -u_z \dot{\phi} & u_y \dot{\phi} \\ u_z \dot{\phi} & 0 & -u_x \dot{\phi} \\ -u_y \dot{\phi} & u_x \dot{\phi} & 0 \end{bmatrix}$$

이다.

현가장치의 어퍼암 2 개와 로워암 2 개를 나타내는 4 개의 S-S 다이어드는 모두 동일한 형태인 조인트간의 거리에 대한 구속조건을 가지고 있으며 이들 중 A_0 와 A_1 로 구성된 다이어드의 구속조건식은 다음과 같다.

$$(A_i - A_0)^T \cdot (A_i - A_0) - (A_1 - A_0)^T \cdot (A_1 - A_0) = 0, \quad i=2, \dots, n. \quad (3)$$

타이로드의 안쪽 구면 조인트는 조향 장치에 의해 고정좌표계의 Y 축 방향을 따라 운동하므로 조향 랙의 Y 방향 변위를 d_{y_i} 라 할 때, 다음과 같은 식에 의해 구면 조인트의 운동이 표현된다.

$$T_i = T_1 + \{0, d_{y_i}, 0\}^T. \quad (4)$$

또한, 타이로드의 구속조건식은 다음과 같다.

$$(H_i - T_i)^T \cdot (H_i - T_i) - (H_1 - T_1)^T \cdot (H_1 - T_1) = 0, \quad i=2, \dots, n. \quad (5)$$

휠 어셈블리의 순간 운동에서 S-S 다이어드의 바깥쪽 구면 조인트에 나타나는 속도는 항상 조인트간을 연결하는 직선에 수직 방향으로 존재한다. 이는 식 (3)을 시간에 대해 미분하여 증명할 수 있으며 다음과 같은 속도 구속조건식으로 표현할 수 있다.

$$(A_i - A_0)^T \cdot \dot{A}_i = 0, \quad i=1, \dots, n. \quad (6)$$

타이로드의 경우, 조향 장치에 연결된 안쪽 구면 조인트의 Y 방향 속도항 v_{y_i} 가 추가 되어 다음과 같은 속도 구속조건을 가진다.

$$(H_i - T_i)^T \cdot (\dot{H}_i - \dot{T}_i) = 0, \quad i=1, \dots, n. \quad (7)$$

여기서, $\dot{T}_i = \{0, v_{y_i}, 0\}^T$ 이다.

식 (1), (2)와 (4)를 식 (3), (5), (6)과 (7) 형태의 모든 구속 조건식에 대입하면 각 구속조건식은 n 개의 휠 어셈블리의 변위 인자 $E_i, \alpha, \beta, \gamma$ 와 각 위치에서의 순간 조향 운동을 규정하는 스크류 인자 u, P, ϕ, \dot{s} 의 함수로 표현된다.

3. 현가장치의 기구학적 인자

현가장치의 성능과 거동을 표현하는 기구학적 인자로서 캠버, 토우, 킹핀, 캐스터각들과 킹핀 읍셋 그리고 캐스터 트레일 등⁽⁶⁾을 들 수 있다. 이중 캠버각은 고정좌표계의 Y-Z 평면에 휠을 투영했을 때, 휠 센터를 지나는 반경 방향 전단면과 지면에 수직 방향인 면과 이루는 각이며, 휠의 상단이 차체쪽으로 기울 때 읍의 값을 가진다. 토우각은 고정좌표계의 X-Y 평면에 휠을 투영했을 때, 휠 센터를 지나는 반경 방향 전단면과 차체의 종방향면이 이루는 각이므로 캠버와 토우각은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{Camber} = -\gamma \quad (8)$$

$$\text{Toe} = \alpha \quad (9)$$

킹핀각은 고정좌표계의 Y-Z 평면에 조향축을 투영했을 때, 지면에 수직인 면과 조향축이 이루는 각이다. 또한 캐스터각은 X-Z 평면에 투영했을 때, 지면에 수직인 면과 조향축이 이루는 각이며 조향 운동에 대한 순간 스크류축을 이용해 이들을 표현하면 아래와 같다.

$$\text{Kingpin} = \tan^{-1} \frac{-u_y}{u_z} \quad (10)$$

$$\text{Caster} = \tan^{-1} \frac{u_x}{u_z} \quad (11)$$

Fig. 2 에 도시한 바와 같이 킹핀 읍셋과 캐스터 트레일은 휠 센터에 위치한 상대좌표계에서 바라봤을 때, 조향축이 지면과 만나는 점 P'_i ($P'_{ix}, P'_{iy}, P'_{iz}$) 와 휠과 지면과의 접지점 R'_i ($R'_{ix}, R'_{iy}, R'_{iz}$)와 의 거리로 정의될 수 있으며 스크류축의 위치를 나타내는 임의점의 Z 성분을 지면의 높이로 지정하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{Kingpin offset} = R'_{iy} - P'_{iy}. \quad (12)$$

$$\text{Caster trail} = R'_{ix} - P'_{ix}. \quad (13)$$

4. 근사 합성법

본 연구에서는, 3 차원 기구의 합성에 널리 사용되고 있는 빌딩-블록 방법⁽⁷⁾을 이용하여 5-SS 기구를 합성하였다. 전체 기구를 5 개의 다이어드로 분할하고 각 다이어드의 구속조건식을 풀어 개별적인 다이어드를 합성한 뒤 이를 결합하여 전체 기구를 구성할 수 있다. 또한, 요구되는 운동 곡선의 경향을 보다 근접하게 구현하고자 근사 합성법의 한 갈래인 선택적 정밀도 합성법^(8,9)을 이용하였다. 근사 합성법을 다이어드에 적용하면 5 개의

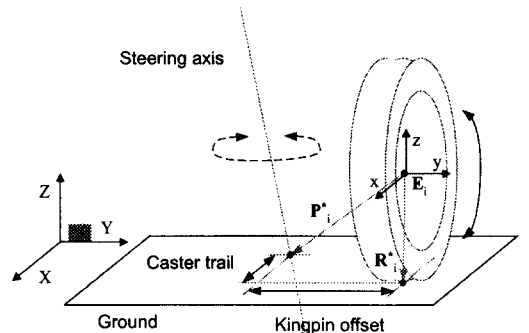


Fig. 2 Kingpin offset and caster trail

다이어드가 각기 서로 다른 운동을 만족하도록 합성되기 때문에 전체 기구로 결합하였을 때, 기구의 운동에서 예측할 수 없는 오차가 발생한다. 본 연구에서는 이러한 기구 구성 오차를 방지하고자 기구에 요구되는 현가장치 인자들과 5 개 S-S 다이어드의 조인트 위치 모두를 최적화 변수로 설정하고, 동일한 운동을 만족하는 5 개의 다이어드를 동시에 합성하는 방법을 제시하였다. 또한, 제시된 합성법은 설계자의 의도에 따라 각각의 최적화 변수에 대해 선택적으로 원하는 허용 공차를 지정할 수 있으므로 설계된 기구의 운동이 허용 공차범위 내에 존재함과 동시에 각 조인트를 원하는 범위 내에 위치시키는 것이 가능하다.

근사 합성법에 사용된 최적화 방식은 조인트와 휠 센터 운동의 공차범위를 단순경계(simple bound) 조건으로 설정하고 기구를 구성하는 모든 다이어드의 기구학적 구속조건을 최대한 만족시키는 것으로서 목적함수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{Minimize } f = \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^m [\Phi_{ij}^2(a_i, b_i, c_j)] \quad (14)$$

Subject to

$$a_i \min \leq a_i \leq a_i \max$$

$$b_i \min \leq b_i \leq b_i \max$$

$$c_j \min \leq c_j \leq c_j \max$$

여기서,

Φ_{ij} : 기구학적 구속조건

a_i : 휠 어셈블리의 변위 인자

b_i : 순간 스크류 인자

c_j : 모든 조인트 위치벡터의 성분

n : 주어진 운동 위치의 수

m : 다이어드의 수 이다.

본 논문에서 제안하는 근사 합성방식은 기구를 구성하는 모든 기구학적 구속조건에 제약의 합을 목적함수로 설정하였으며, 이 구속조건들은 식 (1), (2), (4)에 의해 모든 조인트 위치 벡터들과 휠 어셈블리의 변위 인자 그리고 순간 스크류 인자의 향으로 구성되어 있다. 따라서, 이 목적함수를 최소화하면 설계자가 지정한 운동을 최대한 근접하게 구현하는 기구의 조인트 위치를 구할 수 있다.

Fig. 3은 본 연구에서 합성하고자 하는 2 자유도 운동을 개략적으로 도시한 것으로서, 직진 상태의 범프 리바운드 운동 위치들과 조향 위치 그리고 각 위치에서의 순간 스크류 인자들을 이용하여, 설계자가 의도하는 캠버, 토우, 킹핀 그리고 캐스터 각을 만족하도록 예제를 구성하였다.

Fig. 4는 조향 운동중의 가상 킹핀축 변화를 도시한 것으로서 본 연구에서는 킹핀 읍셋과 캐스터 트레일의 변화 경향을 조절하며 합성하기 위한 예제로 사용하였다.

5. 예 제

합성 예제를 위한 기초 데이터는 Lee 등⁽¹⁾의 연구에서 사용된 현가장치의 운동을 해석하여 구하였고, 해석된 운동을 조금씩 변경시켜 합성 예제를 구성하였다.

앞장에서 언급한 두 가지 방식의 합성법 중 2 자유도 합성에 대해, 고정좌표계에서 바라본 휠과 지면과의 접촉점을 $R_f=(0, 700, -222)$ 로 지정하고 요구되는 운동과 그 허용 골차범위를 예제 1로 설정하여 Table 1에 표기하였으며 초기 위치(직진 상태, $E_z=-45\text{mm}$)에 대한 캠버, 토우, 킹핀 그리고 캐스터각의 변화량을 80%로 줄여 예제 2로 설정하였다.

조향 운동의 합성에 대해, 요구되는 운동과 허

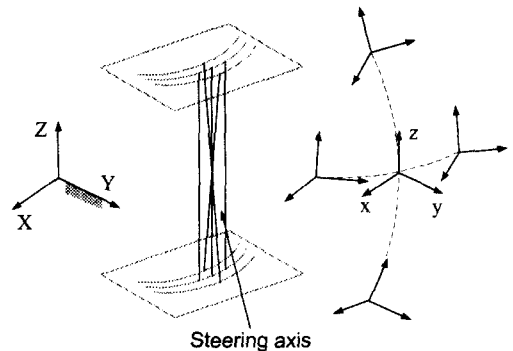


Fig. 3 2 D.O.F synthesis

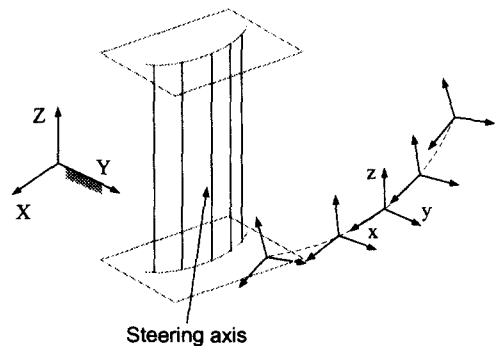


Fig. 4 Steering motion synthesis

Table 1 Tolerance bounds of prescribed motions for 2 D.O.F synthesis (W/C : Wheel center)

Steer (mm)	W/C Z (mm)	W/C X (mm)	W/C Y (mm)	α (deg.)	β (deg.)	γ (deg.)
0	-45	-54.14	713.98	0	0	0
0	45	-43.233 ± 1.502	705.83 ± 0.815	-0.344 ± 0.03	-1.860 ± 0.24	2.340 ± 0.28
0	-85	-58.252 ± 1.502	708.04 ± 0.815	-0.076 ± 0.03	0.583 ± 0.24	-0.413 ± 0.28
20	-45	-51.679 ± 0.976	715.37 ± 1.061	-8.500 ± 3.36	0.525 ± 0.26	-0.743 ± 0.28
-20	-45	-56.559 ± 0.976	710.06 ± 1.061	8.291 ± 3.36	-0.784 ± 0.26	0.674 ± 0.28

(Velocity of rack = 10 mm/sec)

Kingpin (deg.)	Caster (deg.)	P_z (mm)	Kingpin offset (mm)	Caster trail (mm)	\dot{s} (mm/sec)	$\dot{\phi}$ (rad/sec)
4.427 ± 0.324	4.948 ± 0.295	-222.	-11.249 ± 0.42	51.007 ± 0.325	-0.0004 ± 0.0165	-0.0733 ± 0.0003
7.546 ± 0.324	2.721 ± 0.295	-130.573	-14.311 ± 0.42	48.222 ± 0.325	-0.1321 ± 0.0165	-0.0710 ± 0.0003
4.303 ± 0.324	5.674 ± 0.295	-262.436	-10.165 ± 0.42	51.467 ± 0.325	0.0329 ± 0.0165	-0.0740 ± 0.0003
3.439 ± 0.455	4.486 ± 0.118	-222.293	-17.635 ± 2.74	63.199 ± 5.028	0.1001 ± 0.0492	-0.0765 ± 0.0007
5.716 ± 0.455	5.075 ± 0.118	-221.394	-3.9278 ± 2.74	38.060 ± 5.028	-0.1457 ± 0.0492	-0.0731 ± 0.0007

Table 2 Tolerance bounds of prescribed motions for steering motion synthesis (W/C : Wheel center)

Steer (mm)	W/C Z (mm)	W/C X (mm)	W/C Y (mm)	α (deg.)	β (deg.)	γ (deg.)
0	-45	-54.14	713.98	0	0	0
60	-45	-45.160 ± 1.718	708.528 ± 2.055	-27.893 ± 5.361	1.139 ± 0.439	-2.273 ± 0.369
30	-45	-50.334 ± 1.718	715.007 ± 2.055	-12.946 ± 5.361	0.712 ± 0.439	-1.120 ± 0.369
-30	-45	-57.837 ± 1.718	707.177 ± 2.055	12.464 ± 5.361	-1.287 ± 0.439	0.957 ± 0.369
-60	-45	-62.344 ± 1.718	694.456 ± 2.055	25.714 ± 5.361	-3.252 ± 0.439	1.415 ± 0.369

(Z positions of wheel center = -45mm, Velocity of rack = 10 mm/sec)

Kingpin (deg.)	Caster (deg.)	P_z (mm)	Kingpin offset (mm)	Caster trail (mm)	\dot{s} (mm/sec)	$\dot{\phi}$ (rad/sec)
4.427 ± 0.507	4.948 ± 0.196	-222.	-11.249 ± 4.61	51.007 ± 7.325	-0.0004 ± 0.098	-0.0732 ± 0.0025
3.279 ± 0.507	3.039 ± 0.196	-222.347	-30.341 ± 4.61	83.774 ± 7.325	0.3356 ± 0.098	-0.0978 ± 0.0025
3.132 ± 0.507	4.158 ± 0.196	-222.352	-20.679 ± 4.61	68.914 ± 7.325	0.1425 ± 0.098	-0.0795 ± 0.0025
6.395 ± 0.507	5.000 ± 0.196	-220.948	0.262 ± 4.61	31.374 ± 7.325	-0.2407 ± 0.098	-0.0742 ± 0.0025
8.206 ± 0.507	4.251 ± 0.196	-218.934	15.756 ± 4.61	10.523 ± 7.325	-0.6428 ± 0.098	-0.0838 ± 0.0025

용 골차범위를 예제 3으로 설정하여 Table 2에 표기하였다. 초기 위치에 대한 킹핀 읍셋과 캐스터 트레일의 변화량을 70%로 줄여 예제 4로, 80%로 줄여 예제 5로 설정하였다.

Table 3에 각 예제에서 동일하게 사용한 조인트의 설치 범위를 표기하였다.

6. 결 과

합성된 결과 중에서 예제 2에서 얻은 조인트의 설치 위치를 Table 4에 표기하였고 예제 4의 결과를 Table 5에 표기하였다. 합성된 예제들의 검증을 위해 현가장치 인자들의 변화를 해석하였으며 Fig. 5에 예제 1, 2의 결과인 각 조향 위치에서의 캠버각 변화 곡선을 도시하였다. 범프 리바운드 운동에 대한 캠버각 변화가 예제에서 지정한 바와 같이 감소해 있음을 알 수 있다. Fig. 6, 7과 8은 각

조향 위치에서의 토우각 변화 곡선을 도시한 것이다. 범프 리바운드 운동에 대한 토우각의 변화가 지정된 예제의 경향을 만족함을 알 수 있다.

Fig. 9와 10에 각 조향 위치에서의 킹핀과 캐스터각의 변화 곡선을 도시하였다. 예제에서 지정한 경향을 만족하며 범프 리바운드 운동중의 킹핀과 캐스터각의 변화가 감소해 있음을 알 수 있다. 예제 1, 2의 결과를 살펴볼 때, 직진 위치의 범프 리바운드 운동에 대한 현가장치 인자들의 변화 곡선이 각 조향 위치에서의 변화 경향과 비슷함을 알 수 있어 직진 위치에서의 상하방향 범프 리바운드 운동과 상하방향 운동이 없는 상태에서의 조향 운동을 합성한 결과가 전체 2 자유도 운동을 대표한다고 볼 수 있다.

Fig. 11과 Fig. 12에 조향 운동에 따른 킹핀 읍셋과 캐스터 트레일의 변화곡선을 도시하였다. 예제에서 지정한 바와 같이 다른 인자들의 변화 없

Table 3 Tolerance bounds of joint positions (mm)

Joint	X	Y	Z
A ₁	-10.328 ± 50	612.265 ± 20	89.556 ± 50
A ₀	32.0 ± 20	383.25 ± 20	95.2 ± 20
B ₁	-51.495 ± 50	606.527 ± 20	92.619 ± 50
B ₀	-127.0 ± 20	383.25 ± 20	106.2 ± 20
C ₁	-47.097 ± 50	624.924 ± 20	-142.01 ± 50
C ₀	-55.65 ± 20	323.2 ± 20	-110.65 ± 20
D ₁	-88.588 ± 50	651.054 ± 20	-138.83 ± 50
D ₀	-358 ± 20	314.75 ± 20	-67.6 ± 20
H ₁	-174.17 ± 50	633.51 ± 20	-88.3 ± 50
T ₁	-158 ± 20	360.5 ± 20	-66.6 ± 20

Table 4 A solution of example 2 (mm)

Joint	X	Y	Z
A ₁	-10.96466	612.48044	86.90831
A ₀	30.77463	378.91634	94.92200
B ₁	-50.91082	608.83308	89.87906
B ₀	-128.12044	377.59869	107.08384
C ₁	-46.91247	625.19703	-140.91353
C ₀	-55.12049	326.85062	-111.48255
D ₁	-88.03978	651.57817	-138.41345
D ₀	-356.35879	315.48885	-69.48870
H ₁	-174.00135	633.29292	-87.58476
T ₁	-157.60728	361.91702	-66.56536

Table 5 A solution of example 4 (mm)

Joint	X	Y	Z
A ₁	-15.46740	617.02977	122.38496
A ₀	7.70537	378.61095	89.92586
B ₁	-48.15892	625.44340	32.62181
B ₀	-97.34970	411.42104	123.47751
C ₁	-44.27891	633.49336	-101.46528
C ₀	-54.69898	309.84594	-97.20953
D ₁	-79.69984	670.71094	-198.78152
D ₀	-334.22616	315.67499	-58.45307
H ₁	-175.66094	638.18143	-132.74596
T ₁	-128.86638	382.68472	-53.48361

이 각각의 변화 곡선을 조정할 수 있다는 것을 알 수 있다. 이로써 본 연구에서 제시하는 합성법을 이용하면 범프 리바운드 운동과 조향 운동중의 현가장치 인자들의 변화 경향을 설계자가 의도하는 방향으로 조절하면서 현가기구를 구성할 수 있다는 것을 알 수 있다.

7. 결론

본 연구에서는 기구학적 합성을 이용한 현가장치의 초기 설계법을 신형 현가장치 개발에 적용하기 위하여 범프 리바운드 운동과 조향 운동에 관한 합성법을 제시하고 예제를 통해 검증하였다.

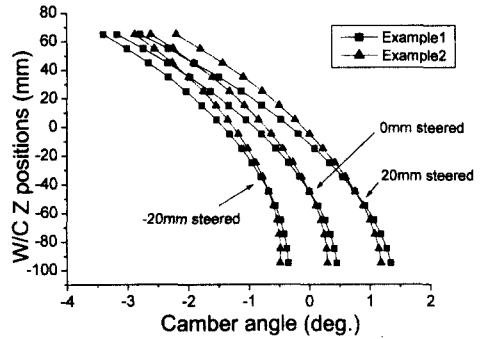


Fig. 5 Alterations of camber angle

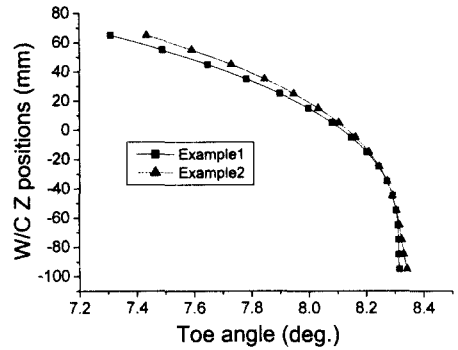


Fig. 6 Alterations of toe angle (-20mm steered position)

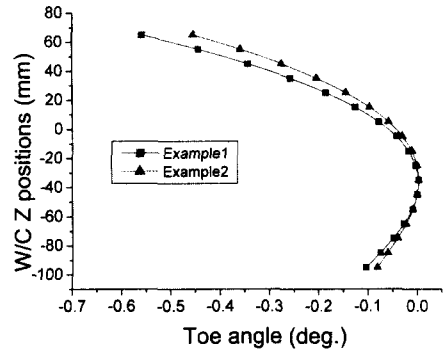


Fig. 7 Alterations of toe angle (0mm steered position)

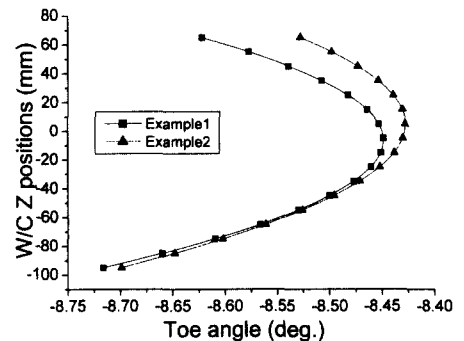


Fig. 8 Alterations of toe angle (20mm steered position)

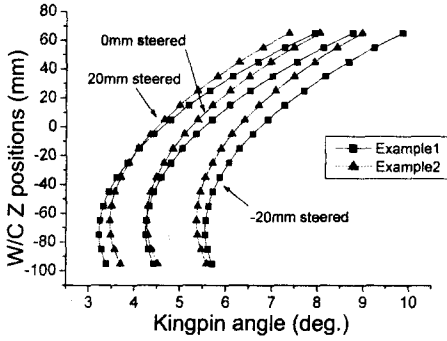


Fig. 9 Alterations of kingpin angle

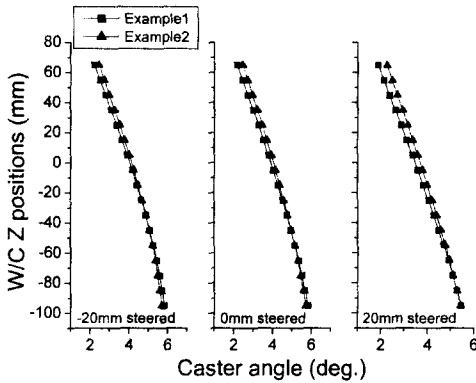


Fig. 10 Alterations of caster angle

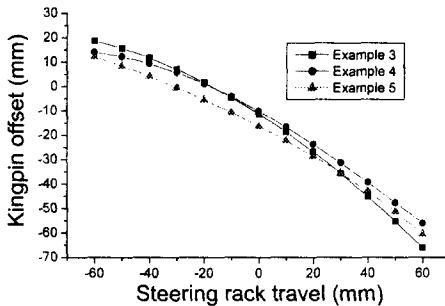


Fig. 11 Alterations of kingpin offset

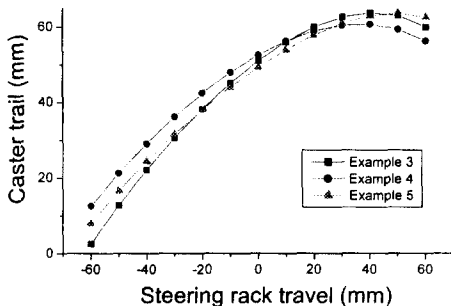


Fig. 12 Alterations of caster trail

제시된 합성 기법을 이용하여 2 자유도 운동을 모두 만족하는 예제와 조향 운동중의 현가장치 인자의 변화를 제어하는 예제를 풀이하였고 그 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

본 연구에서 사용한 근사 합성법은 설계자가 요구하는 범프 리바운드 운동 경향과 조향 운동의 경향을 모두 만족하는 현가장치의 초기 설계가 가능하며 조인트 설치 공간의 제약 조건도 함께 고려할 수 있다. 특히, 합성과정에서 설계자가 원하는 조향축을 구현할 수 있으므로 멀티링크형 현가장치의 초기 설계에 유용한 도구로 사용될 수 있다.

범프 리바운드 운동과 조향 운동에서 고려하는 현가장치의 인자들은 서로 독립적으로 제어가 가능하며, 직진시의 범프 리바운드 운동 경향이 각 조향 위치에서도 비슷하게 나타남을 알 수 있다.

본 연구에서 사용한 근사 합성법은 전체 기구를 이루는 다이어드들의 기구학적 구속조건식만을 사용하므로 구속조건식을 유도할 수 있는 다른 형태의 현가장치 합성에도 사용될 수 있으며, 각 다이어드가 동일한 운동 변수를 만족하므로 기구 구성 오차를 방지할 수 있다.

참고문헌

- (1) Lee, U. K. and Ahn, B. E., 1993, "A Method to Analyze 'The Imaginary Kingpin Axis' in Multi-Link Type Suspension Systems," SAE Paper 930262.
- (2) Suh, C. H., 1991, "Suspension Analysis with Instant Screw Axis Theory," SAE Paper 910017.
- (3) Suh, C. H. and Radcliffe, C. W., 1978, *Kinematics and Mechanisms Design*, John Wiley & Sons, New York, 45~69, 152~163, 238~275.
- (4) 김선평, 심재경, 안병의, 이언구, 1999, "근사합성법을 이용한 5-SS 멀티링크 현가장치의 기구학적 설계," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, A, pp. 500~505.
- (5) Suh, C. H., 1989, "Synthesis and Analysis of Suspension Mechanisms with Use of Displacement Matrices," SAE Paper 890098, pp.171~182.
- (6) Reimpell, J. and Stoll, H., 1995, *The Automotive Chassis*, SAE, pp. 131~246.
- (7) Erdman, A. G. and Sandor, G. N., 1984, *Advanced Mechanism Design: Analysis and Synthesis*, Prentice-Hall, pp. 635~641.
- (8) Kramer, S. N., and Sandor, G. N., 1975, "Selective Precision Synthesis - A General Method of Optimization for Planar Mechanisms," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 97, No. 2, pp. 689~701.
- (9) Erdman, A. G. ed., 1993, *Modern Kinematics: Developments in the Last Forty Years*, John Wiley & Sons, New York, pp. 82~86.