

## 랙-피니언 조향기구의 조향오차 최적설계

### Optimum Design for Reducing Steering Error of Rack-and-Pinion Steering Linkage

홍 경 진\*, 최 동 훈\*\*  
K. J. Hong, D. H. Choi

#### ABSTRACT

This paper addresses an optimization for reducing a steering error of a rack-and-pinion steering linkage with a MacPherson strut independent front suspension system. The length, orientations and inner joint positions of a tie-rod are selected as design variables and Ackerman geometry, understeer effect, minimum turn radius, wheel alignment and packaging are considered as design constraints. Nonlinear kinematic analysis of the steering system is performed for calculating the values of cost and constraints, and Augmented Lagrange Multiplier(ALM) method is used for solving the constrained optimization problem. The optimization results show that the steering error are considerably reduced while satisfying all the constraints.

주요기술용어 : Optimization(최적화), Rack-and-Pinion(랙-피니언), Steering Linkage(조향기구), Steering Error(조향오차), Suspension System(현가장치)

#### 1. 서 론

조향기구의 성능 향상을 위한 기존의 연구는 액커만 기하학(Ackerman geometry)에 중점을

두고 진행되어왔다. 액커만 기하학은 선회시 모든 바퀴가 하나의 회전중심을 따라 선회하기 위해 조향기구가 만족해야 하는 기하학적 조건이다. 그러나, 실제 조향기구는 현가장치와 직접적으로 결합된 복잡한 비선형 시스템이므로 액커만 기하학을 조향 전 범위에서 만족시키기란 불가능하며, 조향기구 설계시에는 이런 기본적인

\* 한양대학교 대학원 기계설계학과

\*\* 정회원, 한양대학교 기계공학부

조건 외에도, 회전 반경, 노면의 영향, 현가장치에의 영향 등 다른 특성들도 함께 고려해야만 한다. 기존의 연구를 살펴보면, Duditza와 Visa<sup>1)</sup>는 현가장치의 움직임에 의한 조향각의 변화를 최소화하는 연구를 하였고, Zarak과 Townsend<sup>2)</sup>는 최적화 기법을 이용하여 엑커만 기하학의 만족도를 최대화하고 최소 회전 반경 만족 및 바인드 방식을 고려한 조향기구를 설계하였다. 그러나 Duditza와 Visa의 연구는 조향기구 설계시 가장 중요한 인자인 엑커만 기하학을 전혀 고려하지 않았고, Zarak과 Townsend의 연구에서는 공간 기구인 조향기구를 평면 기구로 가정하였으며, 현가장치를 고려하지 않았다는 문제점이 있다. 이에 비해 Felzien과 Cronin<sup>3)</sup>의 연구는 조향기구와 현가장치를 3차원으로 모델링 하였으며 엑커만 기하학과 언더 스티어 경향 등 다양한 인자를 고려해 최적설계를 수행하였다. 그러나 그들의 연구 또한 조향기구의 설계 변경에 대한 현가장치의 특성 변화를 고려하지 않았다는 단점이 있다.

따라서 본 연구에서는 조향기구 성능에 관계되는 인자인 엑커만 기하학, 언더스티어, 최소 회전 반경, 조향기구 설계의 변화에 대한 현가장치의 특성 변화로 볼 수 있는 휠 얼라인먼트의 변화를 모두 고려한 조향기구 최적설계를 수행하고자 한다.

## 2. 조향기구 모델 및 해석

조향기구 최적설계시 목적함수와 구속조건들로 선정된 조향기구의 각 특성치들이 계산되어야 하므로 먼저 조향기구를 모델링하고 이에 대한 해석을 수행하여야 한다. Fig.1(a)는 본 연구의 대상으로 현재 전륜구동형 승용차에 가장 많이 사용되고 있는 랙-피니언 조향기구와 맥퍼슨 스트럿(MacPherson strut) 현가장치를 나타낸 그림이며, Fig.1(b)는 조향기구 해석을 위하여 모델링한 그림이다. Fig.1에서 좌표축은 차량의 후방을 +x축, 차량의 우측을 +y축 그리고 차량의 상방을 +z축으로 설정하였다. 본 연구에서는 기하학적 특성만을 고려하며, 타이-로드(tie-rod)

는 양쪽 조인트가 모두 구면 조인트로 되어 있으나, 해석시 타이-로드 자체의 축 방향 회전은 무시할 수 있으므로 너클 암(knuckle arm)과의 연결 조인트를 유니버설 조인트(universal joint)로 가정하였다.

본 모델은 조향과 휠 트래블(wheel travel)을 가지는 2자유도 시스템으로서, 조향은 운전자의 의도에 의해 이루어지는 바퀴의 회전 운동을 의미하고, 휠 트래블은 노면에 의한 바퀴의 차체에 대한 상대적인 수직 운동을 의미한다. 조향을 목적으로 운전자가 조향 핸들(steering wheel)을 돌리게 되면 랙-피니언 기어에 의해 랙이 y축 방향으로 병진 운동을 하게 되고 이 운동이 타이-로드에 의해 너클 암에 전달되어 너클이 Fig.1(b)에서 조인트 c와 b를 잇는 가상축인 킹핀축(kingpin axis)을 회전축으로 회전 운동을 하여 바퀴가 조향된다. 또한 휠 트래블에 의해 콘트롤 암(control arm)은  $\hat{u}_0$ 를 축으로 회전 운동을 하게 된다.

운전자에 의해 조향 입력 s가 들어오고 노면에 의해 콘트롤 암이  $\alpha$ 만큼 회전하게 되면 타이-로드의 안쪽 조인트의 위치 e와 콘트롤 암과 너클의 연결 조인트의 위치 b는 식 (1)과 식 (2)와 같이 변위된다. 아래의 식들에서  $\vec{r}$ 는 좌표 원점에서 각 조인트까지의 위치벡터를 의미하고, '와 "는 변위된 후의 각 조인트 위치를 의미하며, ^는 단위벡터를 의미한다.

$$\vec{e}' = \vec{e} + s\hat{j} \quad (1)$$

$$\vec{b}' = [R_{\alpha, \hat{u}_0}](\vec{b} - \vec{a}) + \vec{a} \quad (2)$$

여기서,  $\hat{j}$ 는 y축 방향 단위벡터를 의미하고  $[R_{\alpha, \hat{u}_0}]$ 는  $\hat{u}_0$ 를 회전축으로  $\alpha$ 만큼 회전시키는 회전행렬(rotation matrix)로서 식 (3)과 같이 정의된다.<sup>4)</sup>

$$[R_{\alpha, \hat{u}_0}] = [I - Q_{\hat{u}_0}] \cos \alpha + [P_{\hat{u}_0}] \sin \alpha + [Q_{\hat{u}_0}] \quad (3)$$

여기서,

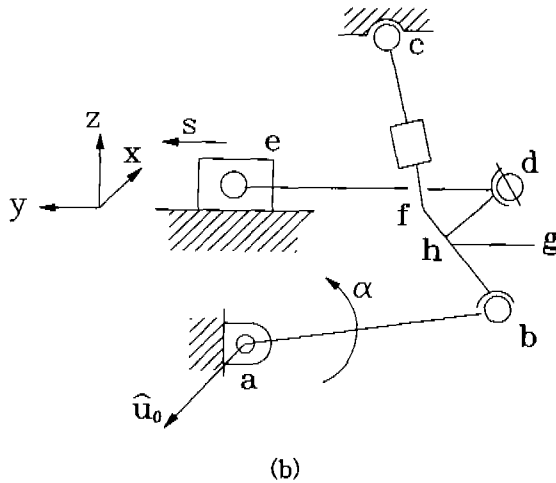
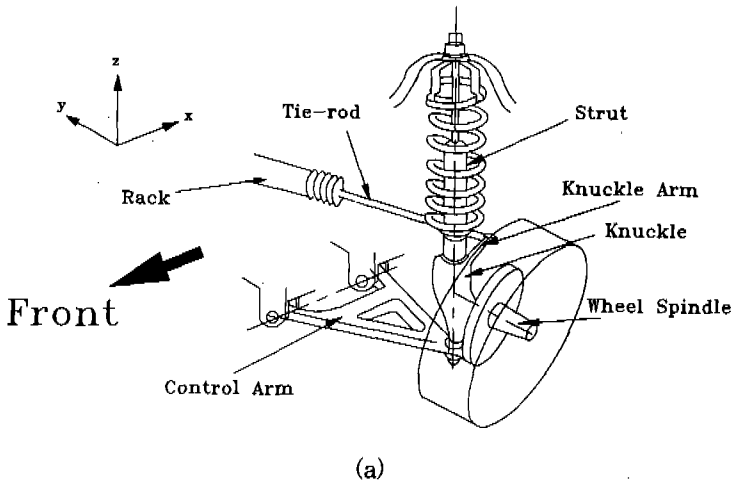


Fig.1 Rack-and-pinion steering linkage and MacPherson strut suspension

$$\hat{u}_0 = u_{0x} \hat{i} + u_{0y} \hat{j} + u_{0z} \hat{k}$$

$$[P_{u_0}] = \begin{bmatrix} 0 & -u_{0z} & u_{0y} \\ u_{0z} & 0 & -u_{0x} \\ -u_{0y} & u_{0x} & 0 \end{bmatrix}$$

$$[Q_{u_0}] = \begin{bmatrix} u_{0x}^2 & u_{0x}u_{0y} & u_{0x}u_{0z} \\ u_{0x}u_{0y} & u_{0y}^2 & u_{0y}u_{0z} \\ u_{0x}u_{0z} & u_{0y}u_{0z} & u_{0z}^2 \end{bmatrix}$$

이고,  $[\mathbb{I}]$ 는 단위행렬이다. 식 (1)과 식 (2)에 의해 너클 암과 타이-로드의 조인트 d가  $d'$ 으로 변하더라도 타이-로드의 길이는 항상 일정하므로 식 (4)의 관계식을 만족해야 한다.

$$(\vec{d}' - \vec{e}')^T (\vec{d}' - \vec{e}') = (\vec{d} - \vec{e})^T (\vec{d} - \vec{e}) \quad (4)$$

식 (2)에 의해 콘트롤 암이 변위되면, 콘트롤 암과 구면 조인트로 연결되어 있는 스트럿과 너클의 운동은 Fig.2와 같이 구성할 수 있다.

먼저 스트럿은 식 (2)에 의해 변위된 킹핀축

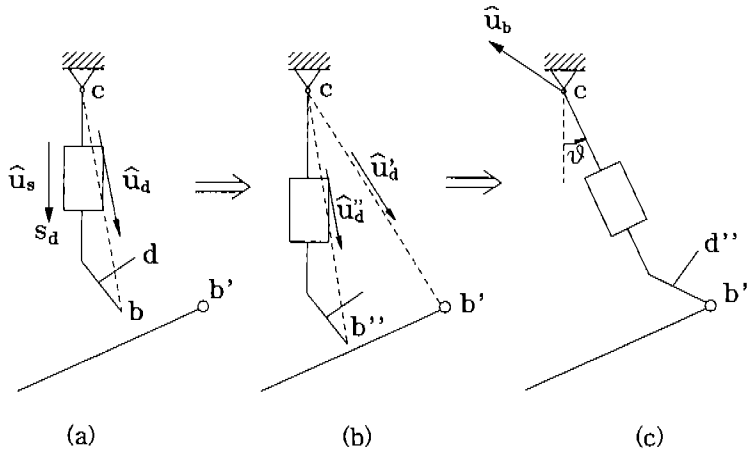


Fig. 2 Assumption of motion of the strut and knuckle

길이를 일치시키기 위하여 식 (5)에 의해 스트럿 축 방향으로 병진 운동을 하여 Fig.2(a)의 b가 Fig.2(b)의 b'으로 변위된다. 따라서 초기 킹핀축 단위 벡터  $\hat{u}_d$ 도  $\hat{u}_d'$ 으로 변위된다. Fig.2의 (a)와 (b)에 의해서 킹핀축 길이가 정해지면 스트럿과 너클은 식 (6)에 의해 가상축인  $\hat{u}_b$ 를 회전축으로 회전 운동을 하게 되어, 결국 초기 콘트롤 암과의 연결 조인트 b는 콘트롤 암에 의해 변위된 위치인 b'으로 변위된다.

$$\vec{b}' = \vec{b} + s_d \hat{u}_s \quad (5)$$

$$\vec{b}' = [R_{\theta, \hat{u}_b}](\vec{b}' - \vec{c}) + \vec{c} \quad (6)$$

여기서,  $\hat{u}_s$ 는 초기 스트럿의 축방향 단위벡터이고,  $s_d$ 는 스트럿의 축방향 변위량으로 식 (7)을 통해 계산되고,  $\theta$ 와  $\hat{u}_b$ 는 스트럿과 너클의 회전각과 회전축으로 식 (8)과 식 (9)를 통해 계산된다.

$$|\vec{b} + s_d \hat{u}_s - \vec{c}| = |\vec{b}' - \vec{c}| \quad (7)$$

$$\theta = \cos^{-1}(\hat{u}_d' \cdot \hat{u}_d) \quad (8)$$

$$\hat{u}_b = \frac{(\vec{b}' - \vec{c}) \times (\vec{b}' - \vec{c})}{|(\vec{b}' - \vec{c}) \times (\vec{b}' - \vec{c})|} \quad (9)$$

여기서,  $\hat{u}_d$ 는 초기 킹핀축 단위벡터,  $\hat{u}_d'$ 과  $\hat{u}_d'$ 은 변위된 후의 킹핀축 단위벡터이다. 같은 방법으로 식 (2)에 의해 변위된 너클암의 조인트 d'은 식 (10)과 같이 정의된다.

$$\vec{d}'' = [R_{\theta, \hat{u}_b}](\vec{d} + s_d \hat{u}_s - \vec{c}) + \vec{c} \quad (10)$$

식 (10)에서 정의된 d'은 식 (4)를 만족시키기 위하여 변화된 킹핀축 단위 벡터  $\hat{u}_d'$ 을 축으로 식 (11)과 같이 회전하여 d'으로 변위된다.

$$\vec{d}' = [R_{\beta, \hat{u}_d'}](\vec{d}'' - \vec{b}') + \vec{b}' \quad (11)$$

여기서 회전각  $\beta$ 는 식 (11)을 식 (4)에 대입하여 나온 식 (12)를 통해 구하게 된다.

$$E \cos \beta + F \sin \beta + G = 0 \quad (12)$$

여기서,

$$E = (\vec{b}' - \vec{e} - s_j)^T [I - Q_{\hat{u}_d'}](\vec{d}'' - \vec{b}')$$

$$F = (\vec{b}' - \vec{e} - s_j)^T [P_{\hat{u}_d'}](\vec{d}'' - \vec{b}')$$

$$G = (\vec{b}' - \vec{e} - s_j)^T [Q_{\hat{u}_d'}](\vec{d}'' - \vec{b}')$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{1}{2}(\vec{d}'' - \vec{b}'')^T(\vec{d}'' - \vec{b}'') \\
& + (\vec{b}' - \vec{e} - s\hat{j})^T(\vec{b}' - \vec{e} - s\hat{j}) \\
& - (\vec{d} - \vec{e})^T(\vec{d} - \vec{e})
\end{aligned}$$

식 (1)~(12)를 통해서 변위된 휠 스펀들(wheel spindle)축  $g'$ 와  $h'$ 는 아래와 같이 정의된다.

$$\begin{aligned}
\vec{g}' &= [R_{\beta, \hat{u}_d'}][[R_{\theta, \hat{u}_b}](\vec{g} + s_d \hat{u}_s - \vec{c}) \\
& + \vec{c} - \vec{b}') + \vec{b}' \quad (13)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\vec{h}' &= [R_{\beta, \hat{u}_d'}][[R_{\theta, \hat{u}_b}](\vec{h} + s_d \hat{u}_s - \vec{c}) \\
& + \vec{c} - \vec{b}') + \vec{b}' \quad (14)
\end{aligned}$$

휠 스펀들의 위치가 식 (13)과 식 (14)와 같이 정해지면, 토우각  $\delta$ 와 캠버각  $\gamma$ 는 아래와 같이 계산된다.

$$\delta = \tan^{-1}[(\hat{u}_{h'/g'} \cdot \hat{i})/(\hat{u}_{h'/g'} \cdot \hat{j})] \quad (15)$$

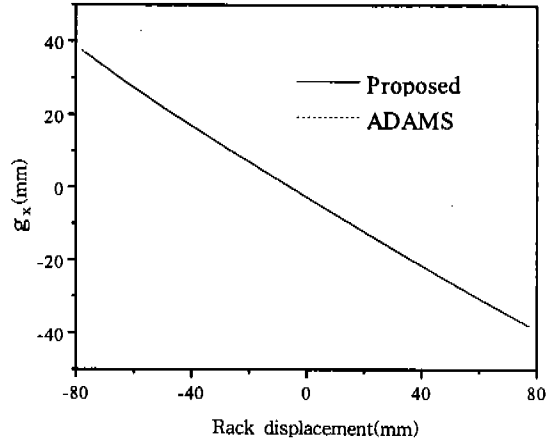
$$\gamma = \tan^{-1}[(\hat{u}_{h'/g'} \cdot \hat{k})/(\hat{u}_{h'/g'} \cdot \hat{j})] \quad (16)$$

여기서,  $\hat{u}_{h'/g'} = (\vec{h}' - \vec{g}')/|\vec{h}' - \vec{g}'|$ 이다.

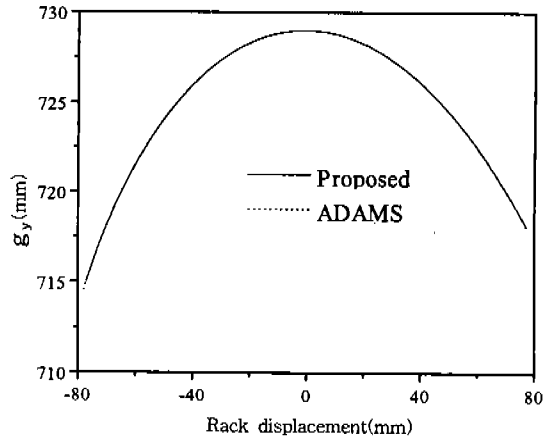
Fig.3의 (a)와 (b)는  $g$ 의  $z$ 축 변위가 고정된 상태에서 랙의 변위에 따른  $g$ 의  $x$ 축과  $y$ 축의 성분의 변위를 각각 나타낸 그림으로, 본 연구에서 제안한 해석 방법을 검증하기 위하여 범용 소프트웨어인 ADAMS와의 결과를 비교한 것이다. Fig.3에서 보는 바와 같이  $g$ 의  $x$ 와  $y$ 축 성분의 변위가 모두 일치하고 있어 본 연구에서 제안한 해석 방법의 타당함을 알 수 있다.

### 3. 설계 고려 사항

조향기구 설계시에는 조향 특성에 영향을 미치는 인자들을 고려하여, 이들이 조향 성능에 어떤 영향을 미치는지를 파악해야 한다. 본 연구에서는 조향기구를 설계함에 있어서 고려해야 할 사항을 다음과 같이 5가지 조건으로 분류하여



(a) Displacement of x component of  $g$



(b) Displacement of y component of  $g$

Fig.3 Comparison of analysis results between the proposed method and ADAMS simulation

고찰하였다.

#### 3.1 액커만 기하학

차량이 선회시 일반적으로 후륜은 조향되지 않으므로 완벽한 선회 조건을 이루기 위해서는 전륜 양 바퀴의 기하학적 회전중심이 후차축의 연장선 상의 한 점에서 일치해야 하는 액커만 기하학을 만족해야 한다. 그러나 실제로 이런 기하학적 형태를 조향 전 범위에서 만족시키기란

사실상 불가능하여 Fig.4와 같이 후차축의 연장선 상에서 전륜 양 바퀴의 연장선이 만나는 점이 일치하지 않는다. 이 편차를 조향오차 E라 하며, 식 (17)과 같이 정의된다.

$$E = \rho_i - \rho_o \quad (17)$$

$$\rho_i = \frac{WB}{\tan \delta_i} + \frac{TR}{2}$$

$$\rho_o = \frac{WB}{\tan \delta_o} - \frac{TR}{2}$$

식 (17)에서 WB는 휠 베이스(wheel base)를, TR은 트레드(tread)를 나타내며 전륜 내측 바퀴의 조향각  $\delta_i$ 와 전륜 외측 바퀴의 조향각  $\delta_o$ 는 각각 차량이 선회시 기하학적 회전중심에 대한 안쪽과 바깥쪽 전륜의 조향각으로서 식 (15)에서 계산된 토우각의 부호를 없앤 값으로 정의된다.

조향오차가 클수록 전륜 양 바퀴의 기하학적 회전중심이 달라져 타이어와 조향시스템이 상당한 부담을 받게 되며, 승차감도 저하되어 기존의 조향기구의 최적설계에 관한 연구도 주로 이 편차를 줄이는데 주안점을 두고 진행되어 왔다. 또

한, Miller와 Reed<sup>5)</sup>는 시뮬레이션과 실험을 통하여 차량의 주행 특성을 가장 손쉽게 판별할 수 있는 타이어의 마멸을 측정할 결과 타이어의 마멸이 최소화되는 조향오차의 범위를 찾아내었고, 이 범위를 최적 엑커만(Optimum Ackerman)이라 명명하였다. 그들은 식 (18)과 같이 엑커만 코렉션(Ackerman Correction)을 정의하고, 이 값이 조향 전 범위에서 60%에서 100% 사이에 있을 때 상대적으로 타이어의 마멸이 적어진다고 하였다.

Ackerman Correction

$$= \frac{\text{Actual}(\delta_i - \delta_o)}{\text{Ackerman}(\delta_i - \delta_o)} \times 100 \quad (18)$$

식(18)에서 Actual( $\delta_i - \delta_o$ )는 실제의 내측 바퀴의 조향각과 외측 바퀴의 조향각의 차이이며, Ackerman( $\delta_i - \delta_o$ )는 엑커만 기하학을 만족시키기 위한 이론적인 내측 바퀴와 외측 바퀴의 조향각의 차이이다.

본 연구에서는 기존의 연구들에서 조향기구 설계시 가장 중요한 설계 고려 사항으로 고려되었던 조향 전 범위에서의 조향오차를 최소화 하

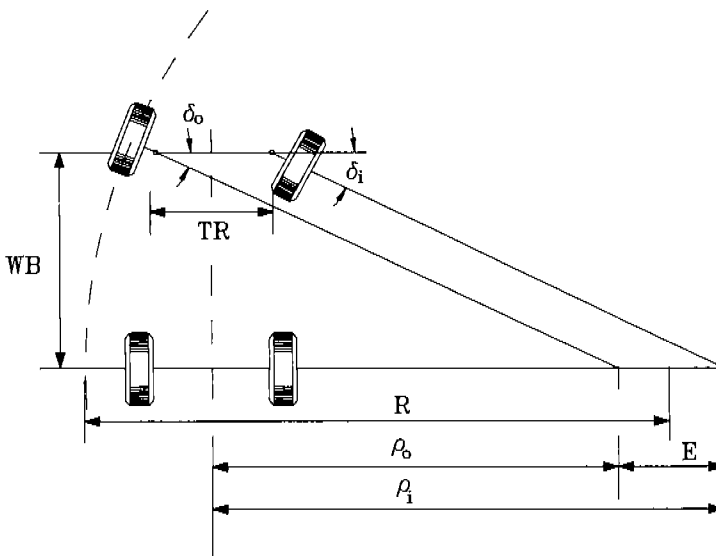


Fig.4 Ackerman geometry

도록 목적함수를 선정하였으며, 조향오차가 조향 전 범위에서 최적 액커만의 범위에 들도록 하는 구속조건을 식 (19)와 같이 고려하였다.

$$\begin{aligned} AC/100 - 1.0 &\leq 0 \\ 1.0 - AC/60 &\leq 0 \end{aligned} \quad (19)$$

여기서, AC는 액커만 코렉션이다.

### 3.2 최소 회전 반경

좁은 골목을 주행할 때나 주차시 차량이 가질 수 있는 최소 회전 반경이 클 경우 주행하거나 주차하기가 매우 힘들어지므로 최소 회전 반경은 조향기구의 성능을 평가하는데 매우 중요한 인자로 고려되고 있다. 그러나 차량이 가진 특성을 무시한 채 매우 큰 조향각을 주게 되면 선회시 차량이 바인드(bind)되어 주행하지 못하는 경우가 생긴다. 일반적으로 바인드되지 않으며 가질 수 있는 최소 회전 반경은 전륜 구동형 자동차의 경우 휠 베이스를 트래드로 나눈 값의 2배 이상이 되어야 한다.<sup>2)</sup> 본 연구에서는 최소 회전 반경  $R_{\min}$ 이 초기 설계치에서의 최소 회전 반경  $R_{\min}^0$ 보다 크지 않아야 하며 바인드가 되지 않도록 구속조건을 식 (20)과 같이 설정하였다.

$$\begin{aligned} R_{\min}/R_{\min}^0 - 1.0 &\leq 0 \\ 1.0 - R_{\min}/(2 \times WB') &\leq 0 \end{aligned} \quad (20)$$

여기서,  $WB'$ 는 휠 베이스를 트래드로 나눈 값이며, 최소 회전 반경은 최대 조향 입력이 들어왔을 때의 외측 바퀴의 회전 반경으로서 외측 바퀴의 회전 반경  $R$ 은 휠 스펀들의 길이가  $t$ 일 때 다음과 같이 정의 된다.

$$R = \frac{WB}{\sin \delta_0} + t + \frac{E}{2} \quad (21)$$

### 3.3 휠 얼라인먼트

조향기구와 현가장치는 타이-로드에 의해 직

접적으로 연결되어 있어 주행시 조향기구에 의해 휠 얼라인먼트의 각이 바뀌어 주행 성능에 영향을 주게 된다. 특히 토우각과 캠버각은 타이-로드에 의해 민감하게 영향을 받으며, 주행 중 토우각의 변화가 심하면 과다 타이어 마멸과 직진 성능에 문제가 생기며, 캠버각의 변화가 심하면 노면 접지 성능에 문제가 생기게 된다. 따라서, 본 연구에서는 휠 트래블시 토우각과 캠버각의 변화  $\Delta \delta$ ,  $\Delta \gamma$ 가 초기설계치에서의 휠 트래블시 토우각과 캠버각의 변화  $\Delta \delta^0$ ,  $\Delta \gamma^0$ 보다 크지 않도록 구속조건으로 제한하였으며 이는 식 (22)와 식 (23)과 같이 수식화 되어질 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{\sum_{j=1}^m \sqrt{(\Delta \delta(w_j))^2}}{\sum_{j=1}^m \sqrt{(\Delta \delta^0(w_j))^2}} \\ - 1.0 &\leq 0 \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} \frac{\sum_{j=1}^m \sqrt{(\Delta \gamma(w_j))^2}}{\sum_{j=1}^m \sqrt{(\Delta \gamma^0(w_j))^2}} \\ - 1.0 &\leq 0 \end{aligned} \quad (23)$$

여기서,  $m$ 은 휠 트래블의 범위를 이산화하였을 때의 이산화 개수이며,  $w_j$ 는  $j$ 번째 휠 트래블이다.

### 3.4 언더스티어

차량은 선회시 롤링에 의해 차체가 바깥쪽으로 기울어져 현가장치에 의해 전륜의 조향각이 바뀌게 된다. 이때 외측 바퀴는 토우아웃, 내측 바퀴는 토우인이 되어야 언더스티어 현상이 일어나게 된다. 이를 롤 스티어(roll steer)에 의한 언더스티어 경향이라 한다. 그러나, 실제로 선회시 차량의 무게가 주로 외측 바퀴에 실리므로 롤 스티어에 의한 언더스티어 경향은 외측 바퀴의 상향 운동시 발생하는 토우아웃에 주로 지배된다.<sup>6)</sup> 따라서 본 연구에서는 롤링시 외측 바퀴가 토우 아웃 현상이 일어나도록 구속조건을 식 (24)와 같이 설정하였다.

$$\begin{aligned} \delta_0^R(s_i, w_j)/\delta_0(s_i) - 1.0 &\leq 0, \\ i = 1, \dots, n, j = 1, \dots, m \end{aligned} \quad (24)$$

여기서  $\delta_0$ 와  $\delta_0^R$ 는 각각 롤링이 없을 때와 있을 때의 외측 바퀴의 조향각이며,  $n$ 은 조향입력의 범위를 이산화하였을 때 이산화 개수이고,  $s_i$ 와  $w_j$ 는 각각 이산화되었을 때의  $i$ 번째 조향 입력과  $j$ 번째 휠 트래블이다.

### 3.5 패키징

조향기구는 자동차 내의 한정된 공간에 조립되어져야 하는 자동차 부품으로서 상당한 공간적 제약을 받고 있다. 따라서 설계자는 다른 부품들과의 간섭을 피하면서 조향기구의 기구학적 성능을 만족시키도록 설계를 해야 한다. 이와 같은 패키징 조건을 본 연구에서는 Fig.1(b)에서 너클 암과 타이-로드의 조인트의 위치  $d$ 가 휠 스피들축의 안쪽 위치  $h$ 와 식 (25)와 식 (26)과 같은 조건을 갖도록 구속 조건을 설정하였다.

$$1.0 - d_x/h_x \leq 0 \quad (25)$$

$$d_y/h_y - 1.0 \leq 0 \quad (26)$$

식 (25)와 식 (26)에서 하첨자  $x$ 와  $y$ 는 각각  $x$ 축 성분과  $y$ 축 성분을 나타낸다.

## 4. 최적화를 위한 식의 구성

본 연구의 목적은 조향기구의 최적설계이므로 공간상에서 타이-로드의 자세를 설계변수로 선택하였으며, 현가장치를 이루는 다른 변수들은 설계변수로 선택하지 않았다. 따라서 설계변수는 Fig.5에서 타이-로드의 안쪽 조인트 위치 ( $e$ )와 타이-로드의 길이 ( $l$ ), 그리고 타이-로드의 안쪽 조인트의 위치를 원점으로 하고,  $x$ - $y$  평면과  $y$ - $z$  평면상에서 타이-로드가 가지는 각도 ( $\phi_1, \phi_2$ )로 선택하였고, 공간적 제약성 때문에 타이-로드의 안쪽 조인트의  $x$ 축상의 위치는 고정하였다. 이를 수식화하면 식 (27)과 같다.

$$X = [e_y, e_z, l, \phi_1, \phi_2]^T \quad (27)$$

조향기구의 최적설계는 실차에서 추구되는 방향에 따라, 최적화를 위한 목적함수의 선정이 달라질 수 있으나, 본 연구에서는 앞 절에서 설명하였듯이 기존의 연구에서 가장 중요한 설계 고려 사항으로 선정되어 왔던 조향오차를 목적함수로 선정하였으며, 나머지 설계 고려 사항을 구속조건으로 설정하였다. 선정된 목적함수와 구속조건 함수들이 적절한 범위에서 최적해를 찾도록 조향 입력  $s$ 의 범위는  $y$ 축 방향으로 8mm에서 77mm사이로 설정하였으며, 휠 트래블의 범위는 승용차 검사시 일반적으로 사용되는 -85mm에서 +100mm로 설정하였다. 이와 같이 설정된 조향기구 설계를 위한 최적화 문제는 식 (19)~식 (26)과 같이 표현되는 설계 구속조건을 만족하면서 목적함수를 최소화하는 설계변수를 찾는 문제로 정의될 수 있으며, 이것을 수식화하면 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$\text{Minimize } f(X) = \int_8^{77} \sqrt{E^2(s)} ds \quad (28)$$

$$\text{subject to } g_j(X) \leq 0, j = 1, \dots, 20 \quad (29)$$

$$X_i^L \leq X_i \leq X_i^U, i = 1, \dots, 5 \quad (30)$$

식 (29)는 식 (19)~식 (26)과 같이 표현되는 설계 고려 사항을 의미하는 것으로서 최적화 문제

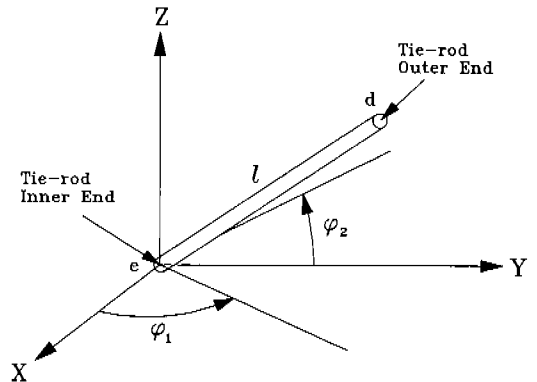


Fig.5 Orientation of tie-rod



의 부등식 구속조건을 의미한다.

상기의 비선형 최적화 문제를 해결하기 위하여 본 연구에서는 IDOL 1.6D<sup>(7,8)</sup>를 최적화 도구로 이용한다. IDOL 1.6D는 비선형 최적화를 위한 프로그램인데, 구속조건이 있는 최적화를 위하여 ALM 방법과 sequential convex linearization 방법을, 구속조건이 없는 최적화를 위하여 Quasi-Newton 방법과 conjugate gradient 방법을 기본 알고리즘으로 이용한다. 본 연구에서는 ALM 방법과 Quasi-Newton 방법을 최적화 알고리즘으로 이용하였다.

## 5. 결과 및 고찰

본 연구를 통하여 개발한 조향기구 최적설계 프로그램을 실제 차량 모델에 적용하여 조향기구 최적화를 수행하였다. 이때 초기 설계 모델의 설계변수는, 타이-로드의 안쪽 조인트의 위치가  $e_y = 310\text{mm}$ ,  $e_z = -5\text{mm}$ , 타이-로드의 길이가  $l = 337\text{mm}$ , 그리고 x-y 평면과 y-z 평면상에서 타이-로드가 가지는 각도가  $\phi_1 = 91.15^\circ$ ,  $\phi_2 = 93.45^\circ$  이었다. 설계변수의 하한치 및 상한치는 충분한 설계영역에서 최적값을 찾을 수 있도록 각각 설계변수의 초기치의 50%와 150%로 설정하였다. Fig.6은 위와 같은 최적화 수행 과정을 나타내는 그림으로, 가로축은 ALM 반복 횟수를 나타내며, 세로축은 최적화 문제에서 정의된 목적함수의 값을 나타낸다. 수행된 최적화를 통하여 목적함수가 초기 설계치의 7632.7에서 4527.1로 40.7% 감소되었음을 알 수 있었으며, 이때 최적화된 설계변수는  $e_y = 301.72\text{mm}$ ,  $e_z = -4.66\text{mm}$ ,  $l = 330.41\text{mm}$ ,  $\phi_1 = 91.83^\circ$ ,  $\phi_2 = 93.45^\circ$  이다.

최적화 결과를 보면 타이-로드의 안쪽 조인트의 y축 성분의 위치와 타이-로드의 길이가 다른 설계변수들 보다 상대적으로 많이 변한 것을 알 수 있다. 실제로 두 설계변수는 모두 타이-로드의 y축에 관련된 성분을 나타내고 있는 것으로 타이-로드의 y축 성분을 조절하는 것 만으로도 조향기구의 성능을 상당히 향상시킬 수 있다는

것을 보여 주고 있다. 또한 타이-로드의 안쪽 조인트의 z축 위치와 장착 각도가 거의 변함이 없는 것은 이들 설계변수들의 변화에 조향기구의 기구학적 성능이 매우 민감하게 반응하기 때문이다. 실제로 이들 설계변수들은 조금만 변화시켜도 최적화를 위해 설정한 조향 입력의 범위와 휠 트레블의 범위를 만족시키지 못하였다.

Fig.7은 본 연구에서 수행된 최적화 결과를 바탕으로 조향오차를 그래프로 나타낸 그림이다. Fig.7에서 가로축은 조향 입력에 따른 회전 반경을 나타내고 세로축은 식 (17)에서 정의한 조향오차를 나타낸다. 가로축이 조향입력을 나타내

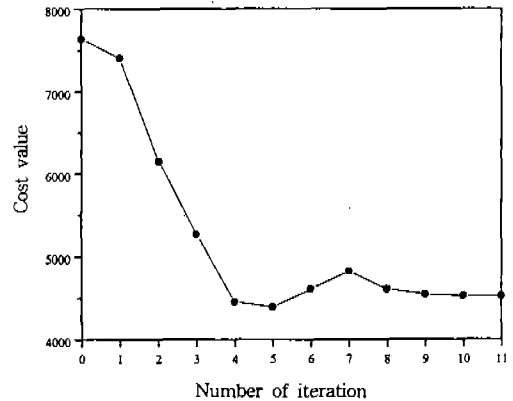


Fig.6 Convergence history

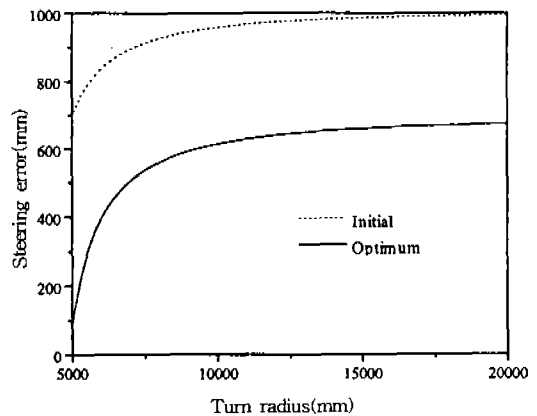


Fig.7 Comparison of steering error E between initial and optimum designs

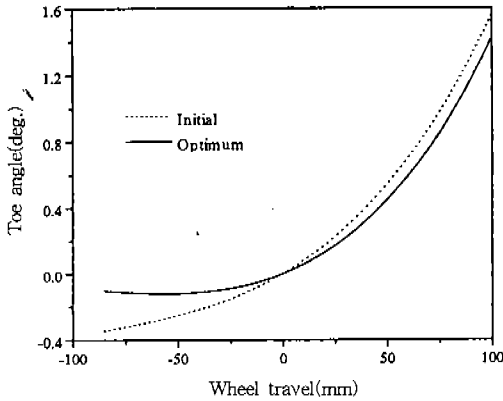


Fig.8 Comparison of toe angle between initial and optimum designs

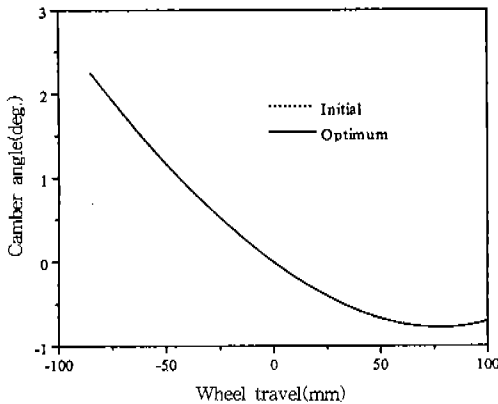


Fig.9 Comparison of camber angle between initial and optimum designs

지 않고 회전 반경을 나타내고 있는 것은 설계 변수가 변함에 따라 조향 입력에 대한 회전 반경이 달라졌기 때문이다. 그림에서 보듯이 회전 반경에 따른 조향오차가 상당히 줄어들었음을 알 수 있다.

구속조건으로 설정된 최적 엑커만은 초기 설계점에서 최대 엑커만 코렉션이 54.78, 최소 엑커만 코렉션이 35.41로서, 이는 최적 엑커만의 범위인 60~100을 모두 벗어나 설계 요구 조건을 만족하지 않았으나, 최적치에서는 각각 99.85과 64.52로서 설계 요구 조건을 만족시켰다. 또

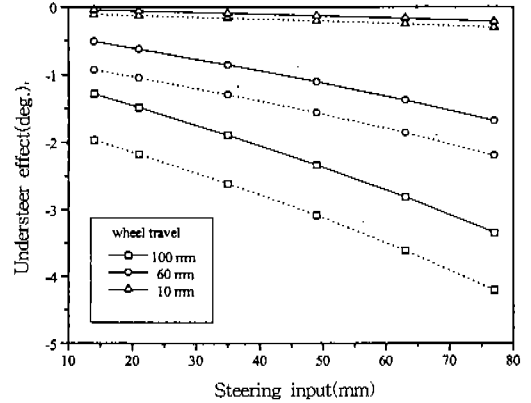


Fig.10 Comparison of understeer effect between initial and optimum designs at each wheel travel (---- : initial design, — : optimum design)

한 최소 회전 반경은 최적치가 4903.21로 초기치 4929.51보다 약간 작게 나타나, 본 연구에서 구속조건으로 설정한 최적치의 회전 반경이 초기치의 회전 반경보다 크지 않아야 한다는 설계 요구 조건을 만족하였으며, 또한 이 값은 휠 베이스를 트랙드로 나눈 값의 2배 이상이 되어야 한다는 바인드 구속조건을 만족하였다. Fig.8과 Fig.9는 타이어의 수직 변위에 따른 토우각과 캠버각의 변화를 나타낸 것으로 토우각의 변화는 초기치 보다 최적치에서 감소하였고, 캠버각의 변화는 거의 변화가 없음을 보아 본 연구에서 설정한 구속조건을 모두 만족하였음을 보여 주고 있다.

Fig.10은 조향 전 범위에서의 언더스티어 효과를 도시한 것으로 점선은 초기 설계치에서의 언더스티어 효과를, 실선은 최적설계치에서의 언더스티어 효과를 나타낸다. 그림에서 가로축은 조향 입력  $s$ 를 나타낸 것이고 세로축은 롤링에 의해 외측 바퀴가 양의 방향으로 수직 변위되었을 때의 외측 바퀴의 조향각에서 롤링이 없을 때의 외측 바퀴의 조향각을 뺀 값이다. 모든 값이 음수를 띄고 있는 것은 롤링이 일어났을 때 외측 바퀴의 조향각이 감소되었음을 의미하고 있다. 따라서 초기 설계치와 최적 설계치 모두

토우아웃 현상이 일어나 언더스티어에 대한 설계 고려 사항을 만족하고 있음을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 3차원 공간기구인 랙-피니언 조향기구를 위한 해석 모듈을 개발하였고, 조향기구의 최적설계시 고려해야 할 설계 고려 사항들을 제시하고 이를 수식화하였다. 개발된 해석 모듈을 바탕으로 초기설계점과 제한 조건들의 한계치가 주어지면 조향기구를 자동으로 설계할 수 있는 조향기구 최적설계 프로그램을 개발하였고, 개발된 조향기구 최적설계 프로그램을 실제 조향기구에 적용하여 최적설계를 수행하였다. 이 때, 제시된 설계 고려 사항 중 조향오차를 목적함수로 선정하고 나머지 설계 고려 사항들을 구속조건으로 처리하여 최적설계를 수행한 결과, 구속조건을 모두 만족하면서 조향오차가 상당히 감소됨을 확인함으로써 본 연구에서 개발한 프로그램의 유효성을 입증하였다.

## 참 고 문 헌

1. Fl. Duditzka and Visa, "Optimization of the Synthesis of the Steering Linkage in Vehicles", Proc. of the Fifth World congress on Theory of Machines and Mechanisms, 1979.
2. C. E. Zarak and M. A. Townsend, "Optimal Design of Rack-and-Pinion Steering

- Linkages", Trans. of ASME, Vol. 105, June 1983.
3. M. L. Felzien and D. L. Cronin, "Steering Error Optimization of the MacPherson Strut Automotive Front Suspension", Mechanism and Machine Theory Vol. 20, No. 1, pp. 17~26, 1985.
4. C. H. Shu and C. W. Radcliffe, Kinematics and Mechanism Design, John Wiley and Sons, 1978.
5. Gerald Miller, Robert Reed and Fred Wheeler, "Optimal Ackerman for Improved Steering Axle Tire Wear on Trucks", SAE paper 912653, 1991.
6. 손희성, 서명원, 손용만, "휠 얼라인먼트가 차량 동적 성능에 미치는 영향", 한국자동차 공학회, 춘계학술대회, 933819.
7. Kim, M. S. and Choi, D. H., "IDOL User's Guide Version 1.6D", AMOD93-03, Applied Mechanics and Optimal Design Laboratory, HanYang University, 1993.
8. 김민수, 최동훈, "순차적 다항식 근사화를 적용한 효율적 선탐색기법의 개발", 대한기계학회논문집, 제19권, 제2호, pp. 433~442, 1995.
9. Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineering, Inc., 1992.