

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0036

실험계획법을 이용한 전륜 토우각의 최적설계 및 조종 안정성능 평가 시뮬레이션

Optimum Design of Front Toe Angle Using Design of Experiment and Dynamic Simulation for Evaluation of Handling Performances

서 권 회*, 민 한 기*, 천 인 범*
Kwonhee Suh, Hanki Min, Inbum Chyun

ABSTRACT

At the initial design stage of a new vehicle, the chassis layout has the most important influence on the overall vehicle performance. Most chassis designers have achieved the target performances by trial and error method as well as individual knowhow. Accordingly, a general procedure for determining the optimum location of suspension hard points with respect to the kinematic characteristics needs to be developed. In this paper, a method to optimize the toe angle in the double wishbone type front suspension of the four-wheel-drive vehicle is presented using the design of experiment, multibody dynamic simulation, and optimum design program. The handling performances of two full vehicle models having the initial and optimized toe angle are compared through the single lane change simulation. The sensitive design variables with respect to the kinematic characteristics are selected through the experimental design sensitivity analysis using the perturbation method. An object function is defined in terms of the toe angle among those kinematic characteristics. By the design of experiment and regression analysis, the regression model function of toe angle is obtained. The design variables which make the toe angle optimized are extracted using the optimum design program DOT. The single lane change simulation and test of the full vehicle model are carried out to survey the handling performances of vehicle with toe angle optimized. The results of the single lane change simulation show that the optimized vehicle has the more improved understeer tendency than the initial vehicle.

주요기술용어 : Design of Experiment(실험계획법), Sensitivity Analysis(민감도 해석),
Optimization(최적화), Double Wishbone Suspension(더블 위시본 현가장치),
Lane Change Simulation(차선변경 시뮬레이션)

* 회원, 기아자동차(주) 상용연구소

1. 서론

차량의 현가장치는 노면으로부터 차체에 전달되는 진동과 충격을 감소시켜 주며 동시에 승차감과 조종 안정성을 결정짓는 중요한 부분이다. 조종 안정성은 토우각(Toe angle), 캠버각(Camber angle), 캐스티각(Castor angle) 등과 같은 기구학적 특성에 의해 좌우되므로, 초기 레이아웃 단계에서 기구학적 특성들을 원하는 목표에 접근시킬 수 있도록 설계점(Hard points)을 결정하여야 한다. 그러나, 현가장치의 설계는 기구학적 특성에 영향을 미치는 여러 요인들로 인해 해석적으로 접근하기 어려운 경우가 대부분이며, 실제로 많은 부분을 설계자의 경험에 의존하고 있다. 만약 현가장치의 기구학적 특성을 설계점에 대하여 최적화할 수 있다면 경험이 적은 설계자라도 원하는 성능의 현가장치를 쉽게 설계할 수 있을 것이다. 그러므로, 간단한 방법으로 현가장치의 목적함수를 예측하여 설계범위 내에서 원하는 성능을 얻을 수 있도록 하는 최적화 기법이 요구되고 있다.

최적화 해석을 수행하기 위해서는 목적함수를 정의하고, 목적함수의 각 설계변수에 대한 기울기인 민감도(Sensitivity)를 알아야 한다. 민감도 해석방법으로는 변수부가법(Adjoint variable method)¹⁾, 직접미분법(Direct differentiation method)^{2,3)}과 같은 이론적인 방법과 실험적인 방법인 섭동법(Perturbation method)^{8,9)} 등이 있다. 변수부가법과 직접미분법은 구조 및 진동소음 분야의 다양한 설계 문제들을 해결하는데 적용되고 있으나, 차량 동력학분야의 경우 현가장치와 같은 복잡한 구속 다물체계에 대한 운동방정식의 유도 및 이론식의 전개가 어려우므로 이론적인 민감도 해석방법을 설계에 적용하는데 있어 매우 제한적이었다.

한편, 현가장치의 기구학적 민감도 해석에 대한 연구들도 활발히 진행되고 있는데, 송성재, 탁태오 등은 직접미분법에 의한 민감도 해석시 기

호계산기법과 수치미분을 이용하는 방법을 제시하였다.⁴⁻⁶⁾ 김상중 등은 다물체 동력학 프로그램을 이용한 실험적인 민감도 해석 결과와 직접미분법에 의한 민감도 해석결과를 비교하여 그 타당성과 유효성을 보임과 동시에, 반응표면분석법을 이용하여 현가장치의 기구학적 특성을 목표표하는 특성값에 접근시키는 최적화 기법을 보여주었다.^{7,8)}

이와 같이 현가장치의 기구학적 특성을 최적화 시킴에 따라 차량의 조종 안정성능 향상을 기대할 수 있으며, 이는 실차시험과 전산해석을 통한 주관적, 객관적 평가방법에 의해 파악할 수 있다. 조병관과 송성재는 ADAMS를 이용하여 자동차의 전체 차량모델을 구성하여 J-선회(J-turn)와 급차선변경 해석 및 실차시험을 통해 조종 안정성능을 평가하는 방법을 소개하였으며⁹⁾, 손희승은 운전자 입력 모델링을 위해 비례 및 비례미적분 제어기를 적용하는 방법과 정상원 선회주행 및 차선변경 주행 시뮬레이션을 통해 조종 안정성능을 평가하는 방법을 보여주었다.¹⁰⁾ 계경태 등은 다구찌법(Taguchi method)을 이용하여 고속 차선변경시 차체 슬립각(Body sideslip angle) 발생을 최소화시키기 위한 설계점 위치변경 검토를 수행하였다.¹¹⁾ 이희범과 안찬우는 선회시 과도한 언더스티어(Understeer) 특성을 갖는 미니버스 차량을 대상으로 차량의 방향 안정성 향상 측면에서 토우 궤적 변화를 설정하는 방안을 제시하였다.¹²⁾ 손정현 등은 현가장치의 토우 궤적과 부상강성을 변화시켜가면서 4인자 평가방법을 이용하여 조종 안정성능을 향상시키는 방안을 제시하였다.¹³⁾

본 논문에서는 실험계획법, 다물체 동력학 해석, 그리고 최적설계 프로그램을 이용하여 현가장치의 기구학적 특성 중 조종 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 전륜 현가장치의 토우각을 최적화함과 동시에, 후륜 현가장치를 포함한 전체 차량 모델을 구성한 후 단일 차선변경(Single lane change) 해석과 시험을 수행하여 차량의 조종 안정성에 미치는 효과를 파악하였다. 즉, 토우각

에 대한 실험적 민감도 해석을 통해 목적함수(Object function)에 큰 영향을 미치는 설계변수들을 선정하여 목적함수의 회귀모형(Regression model)을 만들었다. 그리고, 중심합성계획법(Central composite design)을 이용하여 회귀모형의 계수를 최소한의 실험을 통하여 결정하였으며, 설계변수의 2차함수로 근사화된 회귀모형함수를 설계구간 내에서 최적화하기 위해 최적설계 프로그램인 DOT(Design Optimization Tool)를 이용하여 원하는 토우각을 갖도록 하는 최적 설계변수들을 얻어냈다. 한편, 차량의 조종 안정성능 평가를 위해 초기 토우각을 갖는 전체 차량 모델을 구성하여 단일 차선변경 해석과 시험결과인 롤 각(Roll angle), 롤 레이트(Roll rate), 요 레이트(Yaw rate), 횡 가속도(Lateral acceleration)를 검토하여 해석모델의 타당성과 유효성을 확인하였으며, 최적화된 토우각을 갖는 전체 차량 모델을 구성하여 차선변경 해석을 수행한 후 초기 토우각을 갖는 전체 차량 모델의 결과와 비교 평가하였다. 이런 일련의 과정을 통해 실험계획법을 이용한 평가장치의 최적설계 방법이 고속 선회시 차량의 조종 안정성을 향상시키는데 있어 유효한 방법임을 입증하였다.

2. 전륜 토우각의 최적설계

본 논문에서는 실험계획법을 이용한 전륜 토우각의 최적화 기법과 고속 선회시 전륜 토우각이 차량의 조종 안정성능에 미치는 영향을 평가하는 방법을 제시하였으며, 전체적인 해석과정은 Fig. 1과 같다.

고속 선회시 조종 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 타이어가 받는 횡력(Lateral force)이며, 이것은 타이어의 슬립각(Slip angle)에 의해 형성되므로 결국 토우각과 직접적으로 연관되어 있다. 따라서, 고속 선회시 조종 안정성을 확보하기 위해서는 차량의 조향특성이 언더스티어 경향을 가져야 하므로, 범프-리바운드(Bump-rebound)시 전륜은 토우-아웃(Toe-out), 후륜

은 토우-인(Toe-in) 특성을 갖도록 해야 하며 동시에 전륜과 후륜 각각의 토우각 변화량이 작아야 한다. 그러나, 전륜의 토우-아웃특성이 너무 크면 타이어가 횡력을 받을 때 생기는 슬립각에 대응하여 운전자의 상황에 따른 제어가 어렵게 된다. 결국, 차량의 안정성을 높이기 위해서는 전륜의 범프 스티어(Bump steer) 크기를 감소시켜 선회시 차량의 앞부분이 과도하게 선회 외측으로 향하게 되는 현상을 줄여야 하는데, 일반적으로 직진 안정성과 고속 선회 안정성을 확보하기 위한 토우각의 변화 범위는 85mm 범프시 약 0.2° 이내인 것으로 알려져 있다.

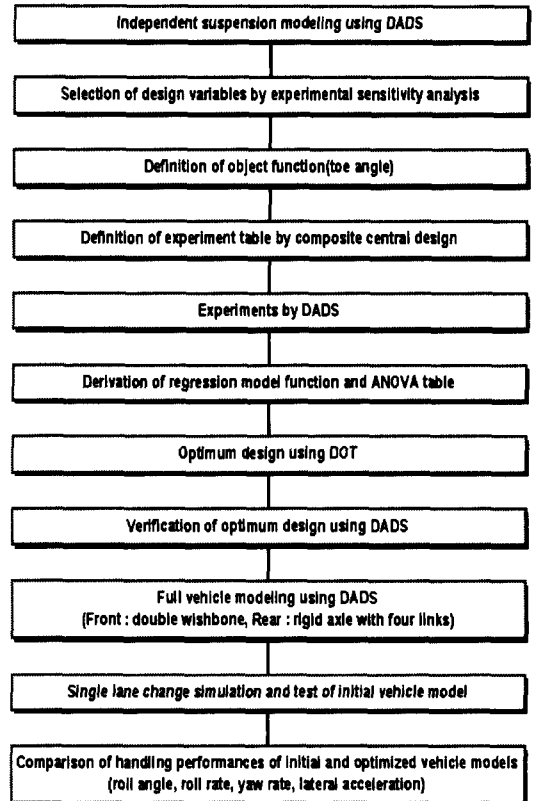


Fig. 1 Overall analysis flow

2.1 전륜 평가장치의 기구학적 모델링

본 논문의 연구대상 차량은 4륜 구동 차량으로

서, 전륜 현가장치는 Fig. 2와 같이 더블 위시본식(Double wishbone type)이며, 후륜 현가장치는 4개의 링크를 갖는 차축식(Axle type) 구조를 갖고 있다. 전륜 현가장치의 기구학적 모델은 차체, 너클, 어퍼 컨트롤 암, 로어 컨트롤 암, 어퍼 및 로어 스트럿(Strut), 타이로드, 잭(Jack)의 총 8개 강체로 구성하였으며, 범용 동력학 해석 프로그램인 DADS를 이용하여 모델링하였다.

차체와 어퍼·로어 컨트롤 암은 회전 조인트(Revolute joint)로, 어퍼·로어 컨트롤 암과 너클은 구면 조인트(Spherical joint)로, 어퍼·로어 스트럿 사이는 원통 조인트(Cylindrical joint)로, 차체와 어퍼 스트럿은 만능 조인트(Universal joint)로, 로어 컨트롤 암과 로어 스트럿은 구면 조인트로, 너클과 타이로드는 구면 조인트로, 차체와 타이로드는 만능 조인트로, 잭은 차체에 병진 조인트(Translational joint)로 구속하였다. 한편, 너클과 잭 사이는 타이어 반경에 해당하는 거리 구속(Distance constraint) 조건을 부여하였으며, 범프-리바운드 운동을 위해 잭의 기준 위치로부터 -85mm~+85mm의 구속 조건을 입력하였다.

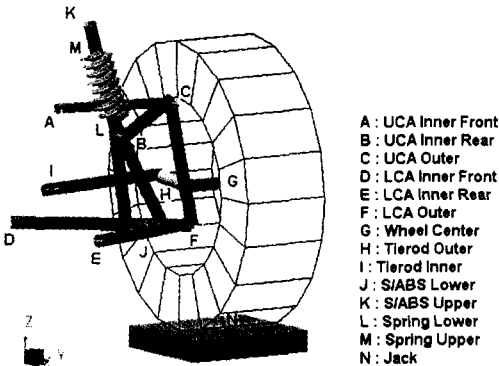


Fig. 2 Double wishbone type front suspension

2.2 민감도 해석에 의한 설계변수의 선정

일반적으로 식 (1)과 같이 목적함수 Ψ 가 설계변수 v 에 대하여 함수관계에 있는 경우, 설계변

수의 목적함수에 대한 기여도를 의미하는 민감도 계수(Sensitivity coefficient) $\bar{\ell}$ 는 목적함수의 1차 미분으로 정의되며, 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Psi = F(v) \tag{1}$$

$$\frac{\partial \Psi}{\partial v} = \bar{\ell} \tag{2}$$

마찬가지로 현가장치의 기구학적 특성도 설계점에 대해 표현할 수 있으며, 이를 수식으로 표현하면 식 (3)과 같이 된다.

$$\Psi_i = F(P_j) \tag{3}$$

여기서 Ψ_i 는 기구학적 특성값, P_j 는 설계점의 좌표값, i 는 기구학적 특성 지수, j 는 설계점 번호를 나타낸다.

예를 들어 Fig. 2에서 C점의 X방향에 대한 토우 민감도를 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial [Toe]}{\partial X_C} = \bar{\ell}_{Toe} \tag{4}$$

한편, 바퀴 중심점의 위치에 따른 목적함수의 민감도 계수를 전체 구동구간에 대해 고려하기 위해 식 (5)와 같이 RMS(Root Mean Square) 값을 취하였다.

$$\text{RMS of } \bar{\ell} = \sqrt{\frac{1}{[\text{wheel travel}] \int_{\text{rebound}}^{\text{bump}} \bar{\ell}^2 dz} \tag{5}$$

본 논문에서는 더블 위시본식 현가장치의 기구학적 설계변수가 되는 총 11개의 설계점, 즉 Fig. 2의 A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K점을 각각 X축, Y축, Z축에 대해 섭동법(Perturbation method)을 이용하여 민감도 해석을 하였으며, 그 결과들을 각각의 목적함수에 대해 민감한 순으로 6개씩 정리하여 Table 1에 나타내었다.

2.3 회귀모형함수의 추정

회귀모형함수를 추정하기 위해서는 목적함수와 설계변수를 선정하는데 2.2절에서 계산한 기구학적 특성들 중에서 토우각을 목적함수의 대상

으로 정하였고, Table 1을 기초로 토우각에 직접적인 영향을 미치는 타이로드의 위치와 관련된 설계변수를 제외한 후 F점의 Z축 방향 위치변화, C점의 Z축 방향 위치변화, E점의 Z축 방향 위치변화를 설계변수로 지정하였다.

회귀모형함수의 목적함수(J)는 식 (6)과 같이 원하는 성능의 토우각(Toe^d)과 실험계획표에 따른 실험결과의 토우각(Toe^e)의 절대적인 차이값의 면적으로 지정하였다.

$$J = \int_{\text{rebound}}^{\text{bump}} |Toe^d - Toe^e| dz \quad (6)$$

따라서, 식 (6)의 목적함수값을 최소화시킴으로서 원하는 성능에 가장 근접한 결과를 가지게 하는 최적 설계변수와 최적값을 얻을 수 있다. Fig. 3에 초기 설계 데이터에 의한 토우각 곡선은 점선으로 원하는 토우각 곡선은 실선으로 나타내었는데, 이 때의 목적함수값을 계산해보면 14.496이다.

설계변수를 3개로 정의했으므로 3요인 실험이며 설계변수의 변화 가능한 범위는 최소값, 최대값으로 정의하므로 2수준 실험이다. 각 설계변수의 설계 가능한 범위는 다음 식 (7)과 같이 하였다.

$$\begin{aligned} 0.4611 &\leq a \leq 0.4711 \\ 0.7443 &\leq b \leq 0.7543 \\ 0.4793 &\leq c \leq 0.4893 \end{aligned} \quad (7)$$

설계변수 a, b, c를 행렬계산의 편의를 위해

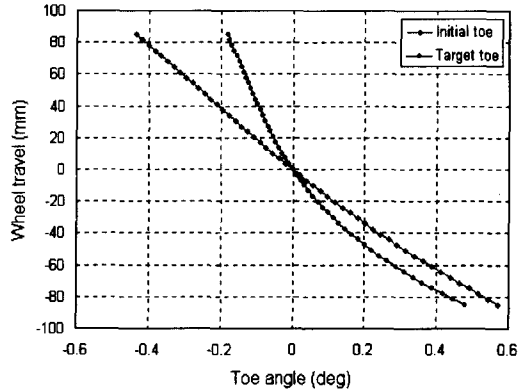


Fig. 3 Comparison of initial toe and desired toe at early design

다음 식 (8)과 같이 최소값이 -1, 최대값이 1인 X₁, X₂, X₃으로 변환시켰다.

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{a-0.4661}{0.005} \\ X_2 &= \frac{b-0.7493}{0.005} \\ X_3 &= \frac{c-0.4843}{0.005} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 0.4661은 설계변수 a, 0.7493은 설계변수 b, 0.4843은 설계변수 c의 초기 설계 데이터이다.

그리고, 중심 합성 계획법을 이용하여 3요인 2수준의 실험을 위한 실험계획표를 작성하였으며, 이 실험계획에 의한 목적함수의 결과값들을 계산하여 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Results of sensitivity analysis by perturbation methods

Sensitivity Object Function	1st Sensitive	2nd Sensitive	3rd Sensitive	4th Sensitive	5th Sensitive	6th Sensitive
Toe Angle	F:z (0.06)	H:z (0.05)	F:z (0.028)	C:z (0.023)	E:z (0.02)	B:z (0.017)
Camber Angle	C:z (0.036)	F:z (0.023)	A:z (0.021)	B:z (0.02)	E:z (0.014)	D:z (0.013)
Castor Angle	F:x (0.202)	C:x (0.201)	A:z (0.029)	B:z (0.028)	D:z (0.024)	E:z (0.023)
Kingpin Inclination	C:y (0.197)	F:y (0.195)	C:z (0.058)	F:z (0.049)	B:z (0.021)	A:z (0.02)
Roll Center Height Change	F:z (2.816)	C:z (2.213)	D:z (1.733)	E:z (1.719)	A:z (1.28)	B:z (1.233)

Table 2 Values of object function by design of experiment

Experiment No.	X ₁	X ₂	X ₃	Object function value
1	-1	-1	-1	9.156
2	-1	-1	1	31.475
3	-1	1	-1	24.883
4	-1	1	1	3.362
5	1	-1	-1	30.904
6	1	-1	1	4.548
7	1	1	-1	60.497
8	1	1	1	33.614
9	0	0	0	14.496
10	-1.216	0	0	7.126
11	1.216	0	0	36.854
12	0	-1.216	0	5.306
13	0	1.216	0	32.215
14	0	0	-1.216	30.346
15	0	0	1.216	1.614

실험계획표를 이용하면 설계변수 X₁, X₂, X₃과 목적함수간의 함수관계인 2차 회귀모형함수의 일반적인 형태를 다음 식 (9)로 나타낼 수 있다.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_3 X_3 + \beta_4 X_1^2 + \beta_5 X_2^2 + \beta_6 X_3^2 + \beta_7 X_1 X_2 + \beta_8 X_1 X_3 + \beta_9 X_2 X_3 \quad (9)$$

또한, $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_9$ 는 미지수로서 식 (10)에 의해 구해진다.

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T Y = \begin{bmatrix} 13.75 \\ 8.8375 \\ 7.2093 \\ -7.9747 \\ 5.7371 \\ 3.5535 \\ 1.6735 \\ 8.8805 \\ -6.7546 \\ -5.5458 \end{bmatrix} \quad (10)$$

위의 결과에 의해 회귀모형함수는 식 (11)과 같이 정의된다.

$$Y = 13.75 + 8.8375X_1 + 7.2093X_2 - 7.9747X_3 + 5.7371X_1^2 + 3.5535X_2^2 + 1.6735X_3^2 + 8.8805X_1X_2 - 6.7546X_1X_3 - 5.5458X_2X_3 \quad (11)$$

2.4 분산분석표(ANOVA table)를 이용한 모형함수의 신뢰성 검증

구해진 2차 회귀모형함수와 실제 시스템의 정확성을 확인하기 위해 통계학적인 관점에서 방정식의 정밀도를 측정하는 여러 방법 중에서 분산분석표를 이용하였다. 분산분석기법을 식 (11)에 적용하면 Table 3과 같은 분산분석표를 얻을 수 있다.

Table 3 ANOVA table of regression model function

Factor	S	ϕ	V	F ₀	F(0.01)
Regression variation	3574.936	3	1191.645	32.618	6.22
Residual variation	401.861	11	36.533		
Sum	3976.797	14			

Table 3에서 F₀ 값이 F(0.01) 값보다 크므로 유의수준 1% 한도 내에서 식 (11)의 회귀모형함수는 유의하다고 볼 수 있다.

2.5 최적 설계변수 선정 및 검증실험

본 논문의 더블 위시본 전륜 현가장치의 최적 설계는 비구속 최소화(Unconstrained minimization) 문제이므로 식 (12)와 같이 정의하였다.

Minimize Object Function Y, where

$$Y = 13.75 + 8.8375X_1 + 7.2093X_2 - 7.9747X_3 + 5.7371X_1^2 + 3.5535X_2^2 + 1.6735X_3^2 + 8.8805X_1X_2 - 6.7546X_1X_3 - 5.5458X_2X_3$$

Subject to;

$$\begin{aligned} -1 &\leq X_1 \leq 1 \\ -1 &\leq X_2 \leq 1 \\ -1 &\leq X_3 \leq 1 \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)와 같은 최적설계 문제에서 최적설계변수를 구하기 위해 최적설계 프로그램인 DOT v4.20을 이용하였다.⁹⁾ 최적설계 해석을 통해 구해진 변수의 값은 $X_1=-0.06916$, $X_2=-0.14585$, $X_3=1.0$ 이므로 이 값들을 식 (8)에 대입하여 설계변수값들을 구하면 $a=0.46575$, $b=0.74857$, $c=0.4893$ 이다. 이 설계변수값들을 다시 DADS에 재입력하여 해석한 결과를 Fig. 4에 나타내었으며, 이 때 목적함수값은 2.29이다.

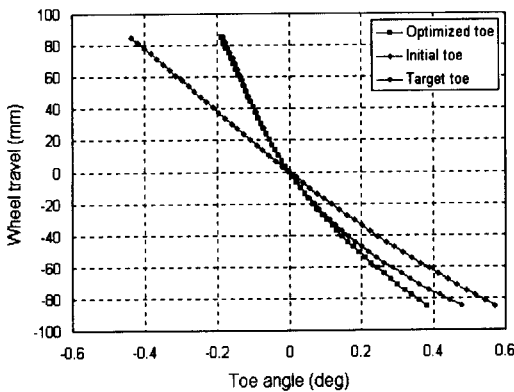


Fig. 4 Toe angle after optimum design

Fig. 4에서 초기 설계 데이터에 의한 토우각 곡선이 원하는 토우각 곡선에 근접하고 있으므로 만족할 만한 성능향상의 결과를 나타냄을 알 수 있다.

3. 차선변경 시뮬레이션

실험계획법을 통해 원하는 성능의 토우각을 결정해주는 최적 설계변수들을 얻었다. 따라서, 기구학적으로 전륜의 토우-아웃 경향은 감소하였으며 즉, 범프 스티어 크기가 작아져 차량은 전체적으로는 약 언더스티어 경향을 가질 것으로 예측할 수 있다. 그러므로, 실제 토우각의 최적화에 따른 차량의 언더스티어 특성을 파악하기 위해 단일 차선변경 해석과 실차시험을 수행하였다.

단일 차선변경 해석을 위한 4륜 구동 차량의 전체 차량모델은 Fig. 5에서와 같이 총 36개의 강체, 26개의 조인트, 36개의 부싱, 4개의 스프링

-댐퍼, 4개의 범프 스토퍼(Bump stopper), 초기 속도조건 16개, 구동조건 1개로 구성되어 있으며 전체 자유도는 94 자유도이다. 한편, 타이어는 DADS의 타이어 모델을 이용하였으며, 타이어의 수직 스프링 상수 및 카펫플롯(Carpet plot) 데이터는 타이어 제작사의 실측값을 이용하였다.

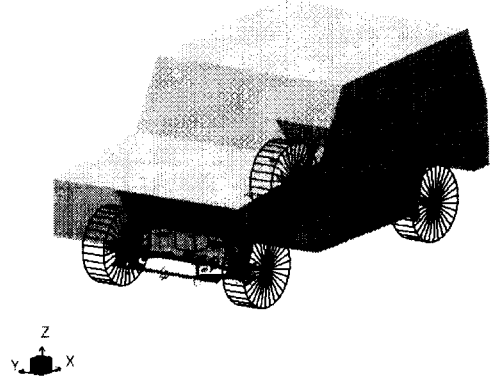


Fig. 5 Full vehicle model for lane change simulation

단일 차선변경 해석과 실차시험은 80km/hr로 길이 30m, 폭 3.5m 구간에서 4초 동안 실시하였으며, Fig. 6은 차량의 주행코스를 나타낸다.

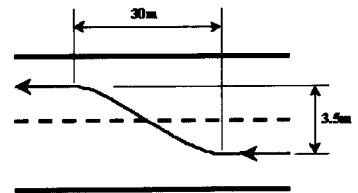


Fig. 6 Driving course for single lane change

초기 토우각을 갖는 차량모델과 최적화된 토우각을 갖는 차량모델의 단일 차선변경 해석과 실차시험의 평가항목은 롤 각, 롤 레이트, 요 레이트, 횡가속도이다. Fig. 7~10은 초기 토우각을 갖는 차량모델, 최적화된 차량모델의 해석결과와 초기 토우각을 갖는 차량모델의 시험결과를 나타낸다. 여기서 쇄선은 초기 토우각을 갖는 차량모델의 해석결과, 점선은 초기 토우각을 갖는 차량의 시험결과, 실선은 최적화된 토우각을 갖는 차량모델의 해석결과를 나타낸다. 초기 토우각을

갖는 차량모델의 해석 및 실차 시험결과를 비교해 보면 각 평가항목의 절대값 면에서는 미소한 차이가 나지만 전체적인 경향은 거의 유사하므로 초기 차량모델의 신뢰도를 검증할 수 있었으며, 최적화된 토우각을 갖는 차량모델과의 비교가 가능함을 알 수 있다. 최적화된 토우각을 갖는 차량모델의 롤 각과 횡가속도는 초기 토우각을 갖는 차량모델의 결과에 비해 미소하게 줄어들었지만, 롤 레이트와 요 레이트는 초기 토우각을 갖는 차량모델에 비해 6~7% 정도 줄어들었는데 이는 고속 선회시 차량의 조종 안정성이 개선되었음을 의미한다. 결국 전륜 토우각의 최적화를 통해 전체 차량모델은 강 언더스티어에서 약 언더스티어 경향으로 천이되었음을 알 수 있다.

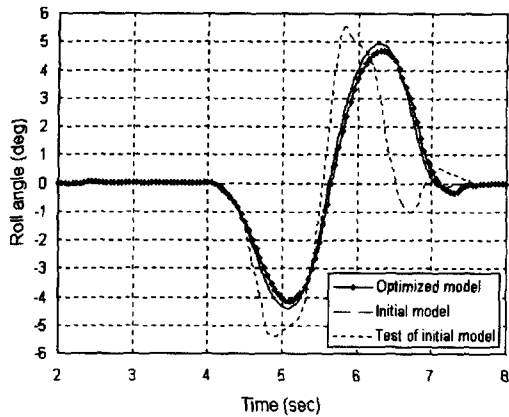


Fig. 7 Roll angle during single lane change

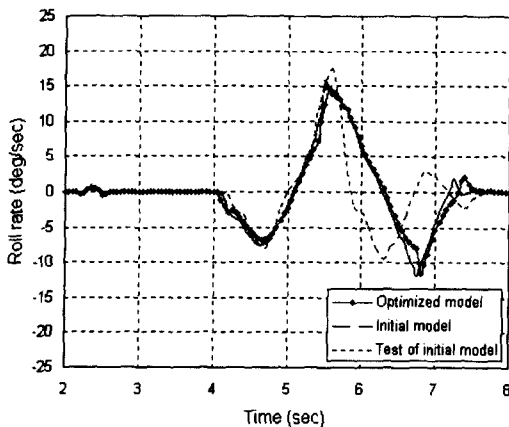


Fig. 8 Roll rate during single lane change

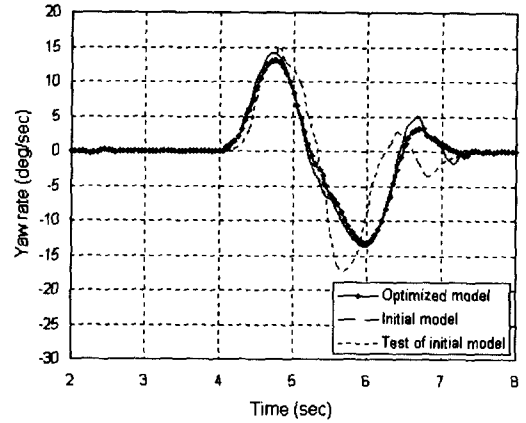


Fig. 9 Yaw rate during single lane change

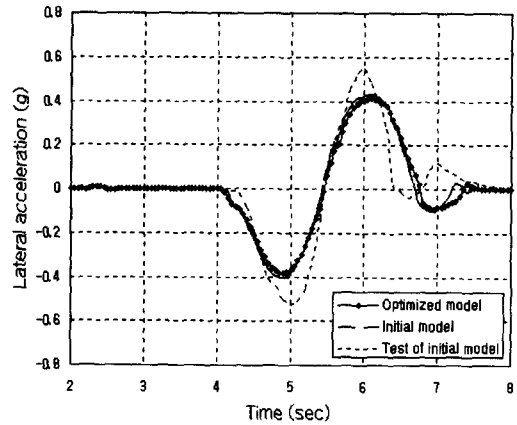


Fig. 10 Lateral acceleration during single lane change

4. 결 론

더블 위시본식 전륜 현가장치를 채택하고 있는 4륜 구동 차량을 대상으로 실험계획법, 다물체 동역학 해석, 그리고 최적설계 프로그램을 이용하여 차량의 조종 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 토우각에 대한 기구학적 최적설계를 수행하였다. 또한, 토우각의 최적화에 따른 고속 선회시 차량의 조종 안정성을 평가하기 위해 단일 차선 변경 해석 및 시험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) DADS를 이용한 실험적인 민감도 해석을 통해 현가장치의 기구학적 특성에 큰 영향을 주는 설계점들을 파악할 수 있게 되어 쉽고 빠르게 설계변수를 선정할 수 있다.

2) 통계학적인 실험계획법 중 중심 합성 계획법과 최적설계 프로그램을 이용함으로써 적은 수의 실험을 통해 목적함수를 예측한 후 허용 설계범위내에서 목적함수를 최적화하여 최적 설계변수들을 얻을 수 있다. 따라서, 초기 레이아웃 단계에서 현가장치의 기구학적 특성 최적화에 본 연구방법을 적용하면 유용할 것으로 판단된다.

3) 단일 차선변경 해석결과 고속 선회시 최적화된 토우각을 갖는 차량은 초기 토우각을 갖는 차량에 비해 약 언더스티어 특성을 보였으며, 이는 전륜의 범프 스티어 양이 감소됨에 기인한다. 특히 최적화된 토우각을 갖는 차량은 롤 운동과 요 운동의 복원성, 그리고 차선 추종성면에서 개선된 특성을 보임을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) Haug, E. J., Wehage, R. A., and Mani, N. K., "Design Sensitivity Analysis of Large-Scale Constrained Dynamic Mechanical Systems", ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 106, pp. 156~162, 1984.
- 2) 민한기, 탁태오, 이장무, "직접미분법을 이용한 현가장치의 기구학적 민감도해석", 한국자동차공학회논문집 제5권 제1호, pp. 38~48, 1997.
- 3) 문흥기, "차량 현가장치의 기구학적 민감도 해석", 한국자동차공학회논문집 제3권 제4호, pp. 126~138, 1995.
- 4) 송성재, 탁태오, "기호계산기법을 이용한 현가장치의 기구학적 민감도 해석", 한국자동차공학회논문집 제4권 제6호, pp. 247~259, 1996.
- 5) 탁태오, "수치미분에 의한 차량 현가장치

의 기구학적 민감도 해석", 한국자동차공학회논문집 제6권 제5호, pp. 128~137, 1998.

- 6) 전형호, 탁태오, "기호계산을 이용한 현가장치의 민감도 해석 및 설계점의 최적 설계", 한국정밀공학회지 제16권 제4호, pp. 26~36, 1999.
- 7) 김상중, 박찬중, 박태원, "실험계획법을 이용한 현가장치의 요소설계", 한국자동차공학회논문집 제4권 제1호, pp. 16~27, 1995.
- 8) 김충용, 박태원, "최소 실험계획법을 이용한 기구의 최적설계", 대한기계학회논문집 제18권 제11호, pp. 2883~2893, 1994.
- 9) 조병관, 송성재, "ADAMS를 이용한 차량 조종안정성 해석", 한국자동차공학회논문집 제4권 제5호, pp. 109~118, 1996.
- 10) 손희성, "운전자 모델을 이용한 조종안정성 평가 시뮬레이션", 한국자동차공학회논문집 제5권 제5호, pp. 1~8, 1997.
- 11) 계경태, 최승렬, 고진, 최경록, "Taguchi법을 이용한 차량 현가장치 최적설계", 대우자동차 TECHNICAL REVIEW '97, pp. 163~170, 1997.
- 12) 이희범, 안찬우, "토우 궤적 변화에 의한 미니 버스 차량의 방향 안정성 연구", 한국자동차공학회논문집 제6권 제4호, pp. 160~165, 1998.
- 13) 손정현, 김광석, 유완석, "차량의 조종안정성 향상을 위한 토 궤적 및 부상강성 선정", 한국자동차공학회논문집 제7권 제5호, pp. 186~193, 1999.
- 14) 박성현, 현대 실험계획법, 민영사, 1998.
- 15) DOT User's Manual Version 4.20, Vanderplaats R&D, 1995.
- 16) DADS User's Guide, Rev 9.0, Computer Aided Design Software, Inc., 1998.