Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 11, No. 3, pp.198-203 (2003)

Torsion Beam Axle 현가장치 설계전용 프로그램 개발을 위한 연구

이 치 범[1] · 현 상 학[2] · 유 홍 희[*3]

현대 MOBIS[1] · 한양대학교 최적설계신기술연구센터[2] · 한양대학교 기계공학부[*3]

Study on Development of a Design Program for Torsion Beam Axle Suspension

Chibum Lee[1] · Sanghak Hyun[2] · Hong Hee Yoo[*3]

[1]*Applied Technolgy Research Department, 80-10 Mabook-ri, Guseong-eup, Yongin-si, Gyeonggi-do 449-910, Korea*
[2]*Center of Innovative Design Optimization Technology, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea*
[*3]*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea*

Abstract : Due to the low production cost and space availability which are originated from the structural simplicity of the torsion beam axle suspension, the suspension has been frequently used for sedan and SUV style vehicles. The design procedure of the suspension, however, requires significant amount of time which prohibits more efficient design of the suspension. In this study, an integrated procedure and constituting modules are explained and the performance of the corresponding program is exhibited. The integrated procedure enables one to save the design time and cost significantly.

Key words : Torsion beam axle(비틀림보 축), Suspension(현가장치), Design(설계), Kinematics and compliance(기구학과 유연도), Multibody dynamics(다물체 동역학), FEM(유한요소법)

1. 서 론

1990년대 이후 세계 환경문제에 대한 관심의 증가로 인해서 CO_2 배기가스 규제 및 에너지 절감을 위해 차량의 경량화 및 생산단가 절감을 위한 자동차 회사들간 경쟁은 점차 첨예화하고 있는 실정이다. 이러한 실정과 맥락을 같이하여 차량 현가장치도 더 경량화하고 가격을 줄이기 위한 노력이 진행되어 왔다. 최근 torsion beam axle(TBA)형 현가장치는 구조적인 단순성으로 인해서 생산단가는 물론 공간 확보에도 장점이 있어 최근 들어 sedan은 물론 SUV(sports utility vehicle) 형태의 차량에도 많이 사용되고 있다. TBA형 현가장치는 그러나 구조적 단순성에도 불구하고 설계절차가 간단치 않아 초기설계부터 많은 시간이 소요되고 있다.

Fig. 1은 설계 절차의 주요부분을 요약해서 보여주고 있다. 이렇게 설계절차가 다단계로 이루어짐으로 인하여 설계시간이 장기화되는 문제를 해결하기 위해 Alfa Romeo 자동차에서는 차량 해석 전문 프로그램인 ADAMS/Car에[1] flexible body generator의 기능을 추가 개발하여 이용함으로써 유한요소모델 관련 작업시간을 상당히 단축시킬 수 있었다. 또한 토요타 자동차에서는 설계 과정 중에 현가특성 해석 전까지의 모든 과정을 통합한 프로그램인 TTD(Toyota twist-beam designer)를[2] 자체적으로 개발하고 이를 ADAMS와 병행하여 사용함으로써 설계의 모든 과정을 2단계로 단축하였다. 이 때 TTD는 현가장치 특성해석을 하는데 필요한 축약강성행

*To whom correspondence should be addressed.
hhyoo@hanyang.ac.kr

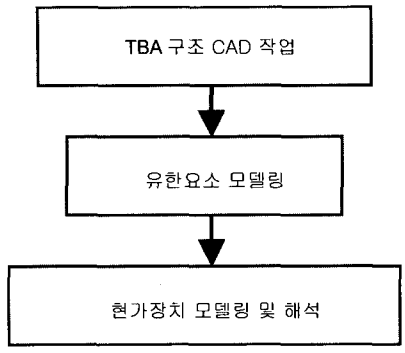


Fig. 1 Design process of torsion beam axles

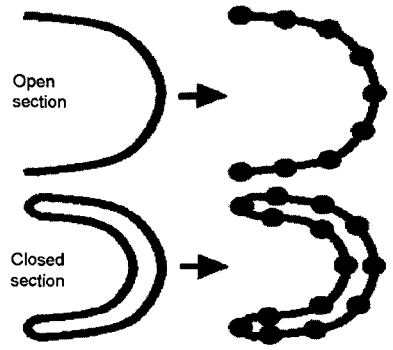


Fig. 2 Cross sections of torsion beam axles

렬을 생성하여 ADAMS의 입력데이터로 공급함으로써 현가특성해석에 소요되는 시간을 단축하게 된다.

본 논문에서는 앞서 언급된 토요타 자동차의 TTD가 갖는 현가장치 설계를 위한 기능에서 한 걸음 더 나아가 현가특성 해석을 위한 기능까지 모두 포함하는 프로그램 개발과 관련된 내용을 다루고 있다. 즉 구성하는 모듈의 개발과 관련된 이론 및 다른 모듈과의 관계를 정립하기 위한 내용을 다루며 이들의 통합을 통해 현가특성을 도출하는 프로그램의 최종적 기능들과 그 종합 과정을 기술하였다. 이러한 프로그램개발을 위한 연구는 현가장치 설계시간의 획기적인 단축과 설계기술의 축적, 그리고 자체 개발한 프로그램 사용에 따른 비용절감 효과를 거둘 수 있다는 점에서 큰 의미를 갖는다고 할 수 있으며 동시에 유사한 분야로 이러한 통합기술이 확산 응용될 수 있을 것으로 기대되어 진다.

2. 이론적 배경

2. 1 단면특성 및 유한요소 해석

Fig. 2에서 보여주듯이 폐쇄 영역 혹은 개방된 영역의 형태를 갖는TBA 강성 특성은 TBA형 현가장치의 현가 특성에 결정적 영향을 미치며 특히 그 도심과 전단중심의 위치는 현가장치의 강성특성에 결정적 영향을 미친다. 이 위치들의 계산은[3] Fig. 1(b)처럼 미세 요소로 세분화하여 근사적으로 구할 수 있으며 그를 이용하여 롤 중심 높이 등을 대략적으로 계산할 수 있다.

TBA 강성특성을 현가특성에 정확히 반영하기 위해서는 유한요소법을 이용한 해석방법이 사용되기도 한다. Fig. 3은 TBA 유한요소 모델링을 나타낸다. TBA는 모두 쉘 요소로 이루어지며 이 쉘 요소들은 다물체 동역학과 연관되므로 절점마다 6자유도를 갖는 요소를[4] 사용한다.

유한요소해석과 연관된 다물체 동역학 해석을 효율적으로 수행하기 위해서 본 연구에서는 TBA에 의한 강성행렬을 축약하여 TBA의 양 단면의 도심에 master node를 위치시키고 이에 대해 축약행렬을 구한다. 이 때 도심에 master node를 위치시키기 위해서 도심과 양단에 위치하는 쉘 요소를 보 요소로 연결하는 모델링을 사용하였다. 축약 행렬은 Guyan 축약 방법을[5] 이용하여 구하는데 그 과정을 간단히 살펴보면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} K_{mm} & K_{ms} \\ K_{sm} & K_{ss} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_m \\ u_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_m \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서 u_m과 u_s는 각각 master node와 slave node의 변위를 나타낸다. 식 (1)로부터 다음의 관계를 얻을 수 있다.

$$u_s = -K_{ss}^{-1} K_{sm} u_m \quad (2)$$

이를 이용하면 식 (1)은 다음과 같이 축약된다.

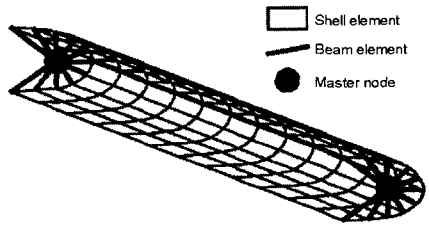


Fig. 3 Finite element model of a torsion beam axle

$$[K_{mm}-K_{ms}K_{ss}^{-1}K_{sm}]u_m=F_m \quad (3)$$

따라서 축약행렬은 다음과 같다.

$$[K_R]=[K_{mm}-K_{ms}K_{ss}^{-1}K_{sm}] \quad (4)$$

2.2 다물체 동역학 모델링 및 해석

Fig. 4는 TBA현가장치의 모습을 보여준다. 이 현가장치는 강체는 물론 조인트와 부싱 등으로 구성되는데 Fig. 5는 Fig. 4에 있는 현가시스템을 다물체 동역학적으로 모델링한 모습을 보여준다.

구속조건을 가지는 일반 다물체계의 운동방정식은[6] 다음과 같다.

$$Mq+\Phi_q^T\lambda=Q \quad (5)$$

여기서 M은 시스템의 질량행렬, Q는 일반력 벡터, Φ_q는 일반좌표들에 대한 구속방정식의 자코비안 행렬, 그리고 λ는 라그랑지 승수벡터이며 q는 시스템의 일반좌표이다.

그런데 현가 특성은 기구학적 특성과 준정적 특성만을 분석하므로 이를 위해 준정적 해석을 수행하여야 한다. 따라서 정적 평형 상태에서는 시스템의 속도 및 가속도가 모두 0이므로 위 운동방정식으로부터 정적해석을 위한 평형방정식은 다음과 같은 힘 평형 방정식과 구속방정식으로 구성된다.

$$\Phi_q^T\lambda-Q=0 \quad (6)$$

$$\Phi(q)=0 \quad (7)$$

이 평형방정식은 일반좌표에 대해서 비선형 방정식이므로 그 해석은 Newton-Raphson 방법을 사용하는데 과정은 다음과 같다.

$$f_z\Delta z^i=-f \quad (8)$$

$$z^{i+1}=z^i+\Delta z^i \quad (9)$$

여기서

$$f=\begin{bmatrix}\Phi_q^T\lambda-Q\\ \Phi\end{bmatrix} \quad (10)$$

$$z=\begin{bmatrix}q\\ \lambda\end{bmatrix} \quad (11)$$

정적해석을 통해 정해진 위치에서의 기구학적 특성과 준정적 특성을 계산하기 위한 기본적인 다물체계의 변수값들을 얻는다. 본 연구에서는 다물체 동역학 방법론을 따라서 수치해석 프로그램을 직접 작성하여 모듈로 제공하고 해석을 수행하였다.

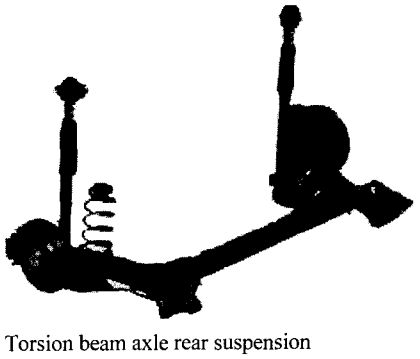


Fig. 4 Torsion beam axle rear suspension

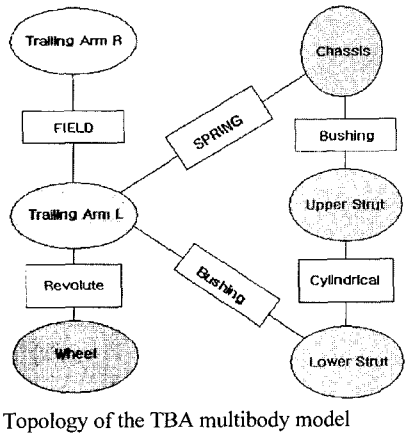


Fig. 5 Topology of the TBA multibody model

2.3 현가 특성 해석

현가 특성이란 앞 절에서 언급된 기구학적 특성과 준정적 특성들을 의미한다. 이러한 특성은 차량 바퀴의 상하방향 움직임에 따라 변화하게 되는데 일정한 범위의 상하 방향 움직임에 따라 정해진 몇 개의 위치에서 다물체 동역학 해석을 통해서 현가장치를 구성하는 강체들의 위치가 결정되면 이들의 정보로부터 기구학적인 특성을 결정할 수 있다. 또한 바퀴의 중심에 가해지는 단위 힘들에 대해 바퀴가 움직이는 정도를 측정해 이를 기본으로 현가장치의 준정적 특성들을 계산한다. 이러한 내용에 대한 상세한 설명은 참고문헌을[7] 참조할 수 있다. TBA형 현가장치에서 가장 널리 사용되는 기구학적 특성으로는 캠버각, 캐스터각, 토우각 등이 있고 준정적 특성으로는 롤 중심 높이 등이 있다.

3. 통합 프로그램의 기능 및 해석 결과

3.1 CAD 기능

Fig. 6은 개발된 프로그램(MITAD V.1.0)에서 TBA의 단면형상을 작도 하는 모습을 보여주고 있다. 단면은 여러 개의 세그먼트로 나뉘어서 사용자가 화면을 통해서 직접 입력하거나 혹은 수치적으로 기입하며 이를 통해 단면의 형상을 구성할 수 있다. 여기서는 또한 작업의 편의를 위해 여러 가지 그래픽처리 기능들을 사용할 수 있도록 하였다.

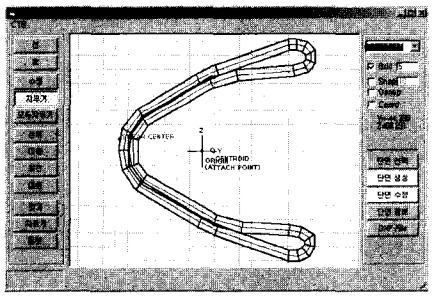


Fig. 6 CAD based cross-sectional design and evaluation of its properties

3.2 유한요소 모델링 및 해석 기능

Fig. 7은 CAD기능을 통해 입력된 단면형상과 TBA의 길이에 대한 정보를 가지고 유한요소 모델링을 수행한 화면을 보여준다. 이렇게 모델링된 유한요소모델로 강성행렬을 구성하고 다시 축약과정을 통해 축약행렬까지 구성하여 다물체 동역학 해석에 연결하게 된다.

Table 1은 Fig. 7의 유한요소모델에 대한 축약행렬의 대각성분들을 보여준다. 이러한 해석 결과의

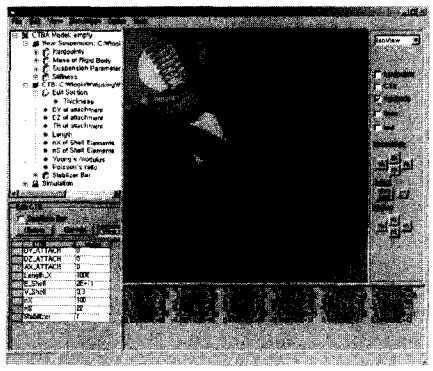


Fig. 7 Generation of the reduced stiffness matrix

Table 1 Comparison of a reduced stiffness matrix

	ANSYS	Proposed	Error(%)
KR(1,1)	0.2538E+09	0.2538E+09	0.005
KR(2,2)	0.1275E+07	0.1272E+07	0.216
KR(3,3)	0.1289E+07	0.1295E+07	0.512
KR(4,4)	0.3156E+10	0.3153E+10	0.080
KR(5,5)	0.5723E+12	0.5713E+12	0.168
KR(6,6)	0.5394E+12	0.5364E+12	0.547

신뢰성을 검증하기 위하여, 상용 프로그램(ANSYS)을 이용한 결과치와 비교하였고, 거의 오차가 없음을 확인하였다.

3.3 다물체 동역학 모델링 기능

Fig. 8은 TBA 현가장치의 다물체 동역학 모델링의 구성 데이터를 입력하는 모습을 보여주고 있다. 다물체동역학 모델링은 하드 포인트들의 위치와 부싱의 재료 특성 등 현가장치 파라미터들을 입력함으로써 완성되며, 차륜의 움직임을 입력으로 하여 준정적 해석을 수행하고 해석결과를 도출한다.

Table 2는 이러한 준정적 해석결과 중 차륜의 위치와 자세를 보여주는데, 대표적인 상용프로그램인 ADAMS의 해석 결과와 거의 동일함을 볼 수 있다.

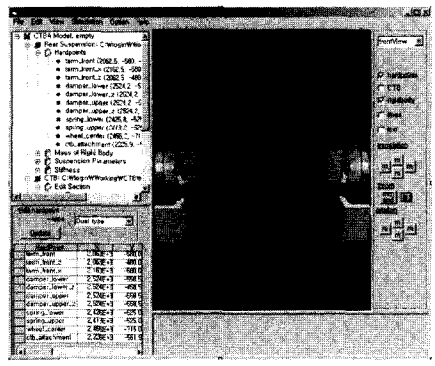


Fig. 8 User interface for suspension modeling

Table 2 Comparison of static analysis solutions

Left wheel	ADAMS	Proposed
X (mm)	2457.59	2457.59
Y (mm)	-712.979	-712.979
Z (mm)	21.5731	21.5731
Psi (deg)	0.236475	0.236475
Theta (deg)	91.6427	91.6427
Phi (deg)	-6.87700	-6.87699

3.4 현가특성 해석 기능

다물체동역학 해석이 종료되면 그 결과들을 가지고 현가특성을 계산하고 출력하게 된다. Fig. 9는 현가특성을 계산하고 있는 모습을 보여주는데, 해석 시 차륜높이의 상하한치나 차륜에 작용하는 힘의 상하한치를 입력할 수 있다.

Fig. 10은 해석 결과 중에 롤 각 변화에 따른 토우각, 캠버각, 현가장치 롤 속도, 그리고 롤 중심 높이의 변화를 보여준다. 이들은 대표적인 준정적 특성과 기구학적 특성들이다. 현가특성 해석결과의 신뢰성을 검증하기 위하여, 일반적으로 사용되어지고 있는 현가특성 해석 프로그램(ADAMS/Car)에 의한 해석 결과를 Fig. 10에 비교 도시하였다. 전반적으로 두 해석 결과들은 잘 일치하고 있으며, 롤 각이 커질수록 약간의 오차를 보이고 있다. 이러한 오차의 원인은 ADAMS/Car는 Guyan 축약 방법에 의한 축약 행렬 대신 모달 행렬을 사용하는 것과, 현가 실험장치 (testrig) 모델링의 차이 때문이다.

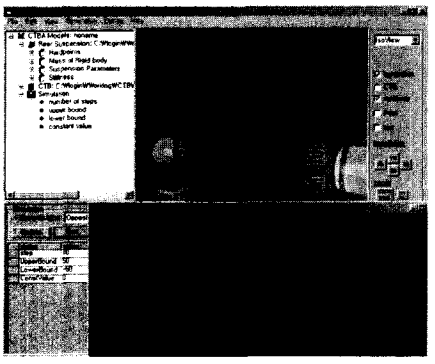
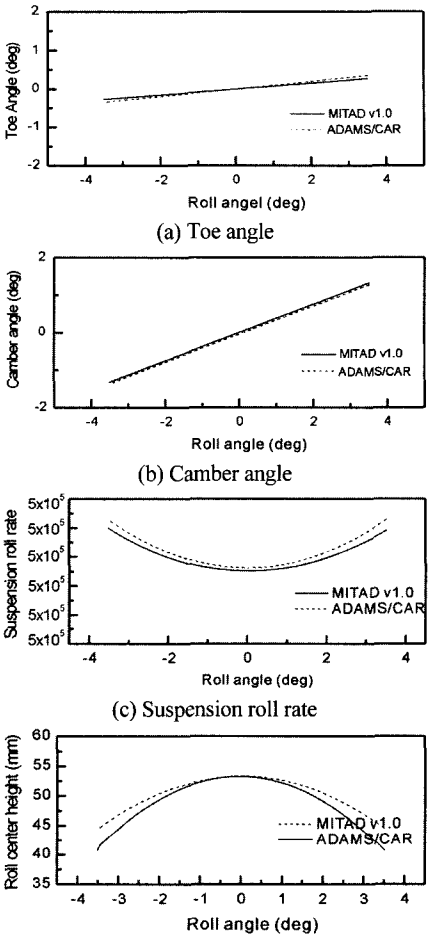


Fig. 9 Quasi-static analysis of the suspension



(a) Toe angle
(b) Camber angle
(c) Suspension roll rate
(d) Roll center height

Fig. 10 Calculation of suspension characteristics

4. 결 론

본 논문에서는 TBA현가장치의 설계를 위한 프로그램의 개발과 관련된 이론적 배경 및 통합과정 그리고 그 프로그램을 이용한 결과의 도출 과정을 제시하였다. 본 프로그램을 이용함으로써 기존에 단계별로 이루어지던 설계과정들이 하나의 프로그램 안에 통합됨으로써 해당 현가장치 개발기간이 약 2개월에서 2주정도로 단축됨으로써 상당한 비용 감축이 가능하게 되었다. 설계를 위한 이러한 통합프로그램의 필요성은 앞으로도 점차로 확대될 것으로 판단되며, 본 논문에서 제시된 설계 프로그램의 개발에 사용된 모듈의 구성 및 종합 기술은 앞으로도 여타 설계 프로그램들의 개발에 유용하게 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 연구는 현대모비스 및 한국과학재단지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

References

1) G. C. Travaglio, M. Lanzavecchia, "Optimising the Handling Behaviour of a Vehicle with

McPherson Front Suspension and Twist Beam Rear Suspension Using ADAMS/ Car," ADAMS User Conference, 1999.
2) H. Sugiura, Y. Kojima, H. Nishigaki, M. Arima, "Trailing Twist Axle Suspension Design Using ADAMS," FISTA, 2000.
3) J. T. Oden, Mechanics of Elastic Structures, McGRAW-HILL, 1967.
4) O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, The Finite Element Method Volume 2 Solid Mechanics, Butterworth-Heinemann, 2000.
5) R. J. Guyan, "Reduction of Stiffness and Mass Matrices," AIAA Journal Vol. 3, No. 2, 1965.
6) E. J. Haug, "Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems," Allyn and Bacon, 1989.
7) ADAMS/Car User's Guide, 2002.