

조인트 등가빔을 이용한 저진동 차체 모델링 및 해석기법

임홍재*, °김윤영**, 이상범*, 송명의*

(Modeling and Vibration Analysis of Vehicle Structures
Using Equivalent Beam Stiffness for Joint)

(Hong Jae Yim, Yoon Young Kim, Sang-Beom Lee, Myong-Yee Song)

1. 머리말

아이들셰이크를 비롯한 각종 차체 진동을 저감시키고 진동특성을 개선할 수 있기 위해서는 차체설계시 초기설계단계에서 미리 개발될 차체의 진동특성을 정확히 예측할 수 있는 차체진동 해석기술 및 발생가능한 진동문제에 따른 차체구조의 설계변경이 가능한 차체구조설계기술의 확립은 필수적이다. 미국 등 선진국의 자동차 업체들에서는 차체의 저주파수 영역 진동특성해석 및 차체설계기술을 기존의 유한요소해석 프로그램 및 최적화 프로그램을 이용하여 설계 초기단계에서 효율적으로 적용하고 있으며 국내에서도 자동차 업체별로 외국의 자동차사들과의 기술 제휴를 통한 기술 확립에 많은 노력을 기울이고 있다. 최근 국내 자동차사들이 경쟁적으로 고유모델을 개발해 내기 시작함에 따라 저진동 차체 설계 기술의 확립은 시급한 당면과제로 되고 있다. 최근 G7 프로젝트 등과 같은 산학연의 협동 연구를 통해 국내 자동차회사들에서 사용되어 왔던 여러가지 해석기법들이 검증되고 또한 개선된 새로운 기법들을 개발해 내고 있다는 것은 매우 바람직한 현상이라고 하겠다. 특히 선진국에서는 이미 널리 활용되고 있는 차체모드해석 및 전달특성 해석 및 재해석 기술 등이 활발히 연구되고 있으며, 부분구조합성법, 실험모드 해석기법의 유한요소해석법과의 결합방법 등도 상당수준의 기술을 확보해 나가고 있는 것으로 사료된다. 또한 차체 설계시 가장 중요한 결합부 해석방법에도 이론적인 검증이 이루어지고 있으며 새로운 기법의 개발 제시로 설계에 응용할 수 있는 일대 전기가 마련되고 있다.

자동차의 차체 구조물 설계시 고려되어야 할 기본적인 진동관련사항은 전체 차체시스템의 굽힘모드와 비틀림 모드의

동적거동이라고 할 수 있다. 특히 차체설계시 이들 모드들과 현가장치의 스프링질량(sprung mass)의 모드들과의 결합을 최소화하는 것은 필수적이라 하겠다. 이렇게 이들 모드들이 섞이는 것을 가능하면 최소화하려고 하는 이유는 쾌적한 주행감 및 구조물에 걸리는 하중을 최소화하고 따라서 자동차 구조물의 신뢰도를 높이는 데에 필수적인 것이다 [1]. 특정한 차에 대한 차체설계시 진동모드들의 설계요조건이 주어지면 이런 설계의 요조건을 만족시키기 위한 첫번째 방법이 자동차구조물의 동특성해석을 위한 해석모델을 만들어내는 것이다. 이런 차체의 동특성 해석은 최근까지만 하더라도 전적으로 시험결과에 의존했었다. 지난 10여년 동안 자동차 차체의 유한요소해석기술에 기초하여 만들어진 수치해석 모델이 차체의 진동특성해석의 실제적인 대안이 되어 왔고 미국을 비롯한 세계 각국에서 널리 쓰여지고 있다. 이런 방법을 사용하면 시작차를 제작해 보기 전에도 도면에 의한 수치 및 재료의 물성치 데이터 등의 자료만 갖고도 모델을 만들어 볼 수 있다.

차체를 초기설계 할 때에 주로 차체의 저주파수 영역의 진동모드들이 기본적으로 이용되므로 차체의 유한요소해석 모델도 너무 지나치게 상세한 모델로 만들 필요가 없다. 물론 소음 특성을 정확히 진단하기 위해서는 고주파수 영역까지 해석해 내야하므로 매우 세밀하게 자른 플레이트요소를 사용한 상세모델을 써야만 한다. 그러나 차체의 초기설계단계에서는 50 Hz 이하의 진동모드들만 정확히 예측할 수 있어도 충분하므로 플레이트(plate) 요소 모델보다는 빔(beam) 모델을 많이 사용하게 된다. 이때 서로 다른 빔 구조물이 만나는 중요 결합부들에 대해서는 특별한 주의가 요구된다. A필라와 루프레일(roof rail)이 만나는 부위라든지, 또는 센터필라(center pillar)와 록커(rocker)가 만나는 부위 등에는 결합부의 유연성을 나타낼 수 있는 적절한 모델링 기법이 필요하게 된다. 그동안 자동차 업계에서 가장 널리 사용해 온 방법은 결합부의 강성도를 길이가 거의 없는 회전 스프

* 국민대학교 기계설계학과

** 서울대학교 기계설계학과

링으로 모델링하는 방법이다. 본 논문에서는 기존의 스프링 모델링 방법 대신 최근에 발표된 조인트 등가빔[2]을 차체 구조해석모델에 적용하여 보며 진동해석을 통하여 그 타당성을 검증해 보고자 한다.

2. 결합부 모델링

그림1은 전형적인 승용차 차체를 측면에서 바라 본 형태인데, 주요 부재를 빔으로 모델링하는 경우이다. 가는 실선은 단순히 빔으로 간주되는 부재이며 굵은 실선으로 표시된 부위는 결합부를 나타낸다. 소위 차체의 결합부를 정의하는 영역의 전형적인 치수를 그림 1에 기입해 놓았으며 보의 전형적 관성 모멘트 값 I_y 를 표시해 놓았다. 실제 초기 차체 해석시 그림1에 표시된 크기를 갖는 결합부의 강성을 빔들의 교차점에 가상으로 존재하는 비틀림 스프링으로 대체하는 방법을 사용한다. 이 때 문제가 되는 것은 결합부의 치수를 어떻게 선정하느냐 하는 것과 치수에 별 영향없이 일관된 해석 결과를 얻는 방법이 없느냐 하는 것이다. 여기에 관련된 연구결과가 참고문헌[2]에 최근 발표된 바 있다. 본 연구에서는 기존의 자동차 설계현장에서 사용되고 있는 대표적인 결합부 모델링기법을 검토해 보고 최근 등가빔을 이용한 결합부 모델링 방법을 실차해석모델에 적용할 수 있는 방법을 제시해 보겠다.

먼저 실제 현장에서 많이 사용되었거나 될 수 있는 방법들을 살펴보면 다음과 같다. 이 중에서 현재까지는 가장 많이 사용되고 있는 방법이 실험적으로 결합 강성도를 구하기 위해 많이 사용되었던 방법이다. 이 방법의 개요도는 그림2에 나타나 있는데, 이 방법은 센터 필라(center pillar)와 루프 레일(roof rail)간의 결합부 강성을 구하기 위하여 그림1에서 제시된 크기 만큼 떼어내고, 강성이 매우 큰(이론적으로 무한대) 판을 각 끝단에 용접한 다음 다른 한 쪽 끝에 굽힘에 대한 강성이 매우 큰 막대(rigid bar)를 결합시킨 후 그 막대의 끝 단에서 하중을 가함으로써 결합부위에 모멘트가 작용하도록 하는 기법이다. 이 방법을 결합부의 유한요소모델에 적용하여 결합부 강성도를 계산해 낼 수 있는데 실험적으로 구한 값과 해석적으로 구한 값의 상관관계가 경우에 따라 상당히 다르다는 데에 큰 문제가 있다. 즉 긴 막대에 의한 굽힘 회전각의 약간의 각도 차이에도 끝단에 생기는 변위는 큰 차이를 나타내기 때문이다.

이런 문제점들을 극복하기 위해 개발된 방법이 결합부위의 한 끝단에 직접 하중을 가하는 방법이다. 그림3에서처럼 회전 중심이 하중을 받는 상태에서도 이동하지 않는다고 가정하고, 그림에서처럼 양단을 고정하며 다른 한 쪽에 하중을

작용하고 그 점에서의 회전각을 측정한다. 각 방향의 결합부 강성은 다음과 같은 방법으로 구한다.

그림3에서처럼 강성을 무한대로 볼 수 있는 판을 박스빔의 한 끝단에 붙인 후 이 판의 중심부(팁:Tip)에서 하중 F 를 가한다. 이때 회전 중심에서 회전각을 구하기 위해 팁(Tip)에서 하중 방향으로의 변위 X 를 측정한다. 회전 중심(center of rotation)에서 회전각 θ 를 단순히

$$\theta = \frac{X}{L} \quad (1)$$

로 간주한다.

회전 중심에 걸리는 모멘트 M 은 다음 식으로부터 구한다.

$$M = FL \quad (2)$$

θ 와 M 의 관계식으로부터 결합부의 (가상) 비틀림 스프링의 계수 K 는 다음과 같이 얻는다.

$$K = \frac{M}{\theta} = \frac{FL^2}{X} \quad (3)$$

다른 방향으로도 하중을 가하여 결합부에서의 3방향에 대한 비틀림 스프링 상수를 구한다.

이 방법도 실험적으로 결합부의 강성을 측정하는 방법으로 사용될 수 있지만 수치해석(유한 요소 해석 등)으로 결합부의 강성을 구하기에는 너무 부정확한 방법이다. 따라서 수치 해석으로 결합부의 강성을 얻기 위해서는 이 방법을 약간 수정한 방법을 사용하는데, 특별히 다른 점은 힘 대신에 모멘트를 직접 가한다는 것이다.

즉, 그림4에서 보는 바와 같이 박스 보의 끝단에 강성을 무한대로 볼 수 있는 판을 붙인 후 이 판의 중심부에 X 방향의 모멘트, M_x 를 작용시키고, 작용점에서의 X 방향의 회전각, θ_x 를 구한다.

이 때의 두 빔의 중립축이 만나는 곳에 가상적으로 모델링되는 비틀림 스프링 상수 K_x 는 다음 식으로 간주한다.

$$K_x = \frac{M_x}{\theta_x} \quad (4)$$

상기의 절차를 Y 방향, Z 방향에도 적용하여 결합부의 비틀림 스프링 상수 K_y , K_z 를 구한다.

본 연구에서 사용하는 차량모델은 빔, 셸, 스프링 등으로 구성된 실차 모델로서 루프(roof)나 플로어 패널(floor panel) 등은 셸요소(shell element)로 모델링 되어있고 각종 필라(pillar)나 루프레일(roof rail) 로커(rocker) 등은 빔요소

(beam element)로 모델링 되어 있으며 조인트부는 스프링요소와 강제요소 등으로 구성된 대단히 복잡한 구조로 되어 있는데 그림5는 이러한 각종요소들로 구성된 실제차량의 FBHP to A-pillar 조인트부위를 보여주고있다.

이렇게 스프링으로 구성된 조인트부를 본 연구에서는 스프링요소의 유연성을 고려한 등가빔 요소로 변환시키는 모델링기법을 제안한다.

그림6은 차체구조물의 B-pillar to roof 조인트부에 있는 스프링요소를 등가빔 요소로 바꾼 그림을 보여주고 있다. 이렇게 스프링요소를 빔요소로 바꾸기 위해서는 스프링요소의 유연성을 고려하기 위하여 스프링요소에 있는 비틀림강성계수를 빔요소의 단면계수로 바꾸어 주어야된다. 즉, 스프링요소의 X방향의 비틀림 강성계수 K_{ROT_x} 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_{ROT_x} = \frac{EI_x}{L} \quad (5)$$

그리고 이 식을 다시 I_x 에 대하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$I_x = \frac{K_{ROT_x} L}{E} \quad (6)$$

Z방향의 비틀림 강성계수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_{ROT_z} = \frac{EI_z}{L} \quad (7)$$

그리고 이 식을 I_z 에 대하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$I_z = \frac{K_{ROT_z} L}{E} \quad (8)$$

또한 스프링요소의 y방향에 대한 비틀림강성계수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$K_{ROT_y} = \frac{GJ_y}{L} \quad (9)$$

이식을 J_y 에 대하여 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$J_y = \frac{K_{ROT_y} L}{G} \quad (10)$$

위의 식들에서 I_x 는 x축에 대한 단면 2차 모멘트, I_z 는 z축에 대한 단면 2차 모멘트, J_y 는 y축에 대한 비틀림상수를 나타내고 있다. 그리고 E는 세로탄성계수, G는 가로탄성계수

를 나타내고 있으며 L은 등가빔요소의 길이를 나타내고 있다.

이러한 식을 이용하여 각 조인트부위에 대한 단면계수값을 계산하고 계산된 결과를 표1에 나타내었는데 이 계산에서 길이 L은 1cm로 설정하였고 탄성계수값은 각 필라의 탄성계수값을 이용하였다.

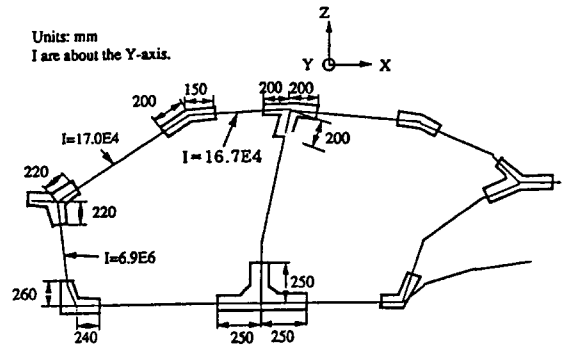


그림1 전형적인 승용차 차체의 단순화된 2차원모델

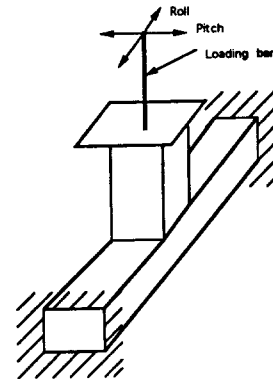


그림2 지렛대 하중 급힘법

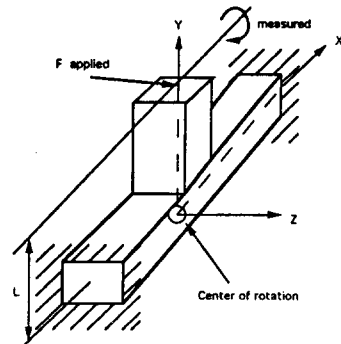


그림3 끝단 직접하중법

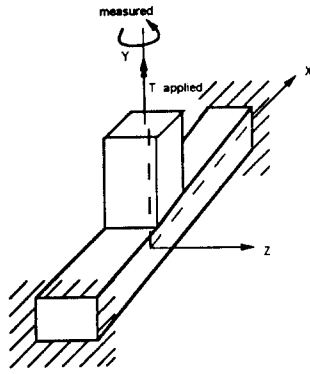


그림4 끝단 회전 모멘트법

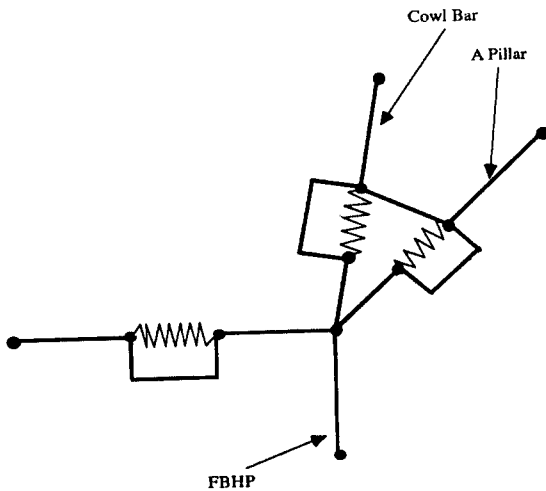


그림5 실차모델의 FBHP to A-pillar 결합부의 스프링 모델

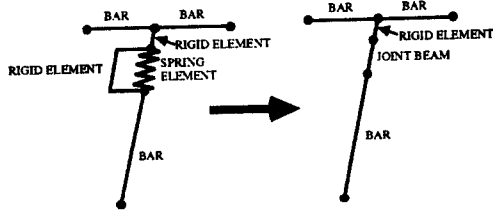


그림6 B-pillar to roof 결합부의 등가빔 모델링하는 방법

표1 등가단면계수의 계산

A-pillar to roof	Ky	Kz	Iy	Iz
	6.71E06	8.27E06	3.35E-1	4.14E-1
B-pillar to roof	Kx	Ky	Iy	Iz
	5.90E05	2.24E06	2.45E-2	1.12E-1
B-pillar to rocker	Kx	Ky	Iy	Iz
	9.23E06	7.49E07	4.61E-1	3.75E00
C-pillar to roof	Ky	Kz	Iy	Iz
	1.49E07	4.17E06	7.45E-1	2.08E-1

3. 차체 진동해석

실제 차량모델의 조인트부에 빔요소를 적용하기 위해 우선 B-pillar to roof 조인트의 스프링요소를 제거하고 대신 이 부분에 빔요소를 넣었고 이 빔요소의 단면적, 단면계수 및 탄성계수 등은 B-pillar to roof의 값을 넣었다. 이렇게 변환시킨 모델을 이용하여 진동해석을 하였으며 해석된 결과를 표2에 나타내었다. 이 표에서 보는바와 같이 스프링의 유연성을 고려하지 않고 B-pillar to roof의 단면계수값을 그대로 이용하였기 때문에 1차진동모드 및 2차진동모드의 고유진동수값이 원래의 모델인 스프링 조인트모델의 고유진동수값 보다 크게 나왔다. 따라서 스프링 조인트의 유연성을 고려하기 위해 앞에서 구한 단면계수값을 B-pillar to roof 조인트의 빔요소에 넣고 다시 진동해석을 하였으며 해석된 결과를 표2에 나타내었는데 이 표에서 보는바와 같이 B-pillar to roof의 단면계수값을 넣은 모델에 비하여 1차진동모드 및 2차진동모드의 고유진동수값이 떨어졌다. 그러나 원래모델의 고유진동수와는 차이가 있는데 이것은 스프링요소의 강성계수를 등가빔요소로 변환시킬 때 스프링요소의 기준좌표계에 대하여 빔요소에 대한 단면계수의 트라이어드(triad)의 방향을 정확하게 고려하지 않았기 때문이다.

표2 고유진동수의 비교

	spring	joint beam	equivalent joint beam
1st bending (Hz)	24.9	25.0	24.8
2nd bending (Hz)	26.5	27.3	25.7

4. 차체설계시 결합부의 강성도 결정

차량 구조물의 필라와 지붕이 만나는 곳을 비롯한 소위 조인트부는 차량의 고유진동수나 진동모드형상 등과 같은 동적특성에 많은 영향을 미치며[3][4] 그 부분의 유연성을 고려하기 위하여 통상적으로 비틀림 스프링요소를 사용하여 모델링한다는 것을 이미 앞에서 설명하였다. 필라, 프루레일, 로커 등의 최적화[5]와 마찬가지로 요구되는 동적특성을 얻기 위해서는 특히 이러한 조인트부의 강성계수를 최적화시킬 필요가 있다. 그런데 NASTRAN을 비롯한 상용 유한요소해석 프로그램의 스프링요소는 길량이 없는 요소이므로 최적설계해석모듈을 이용하여 직접적으로 최적화시킬 수 없다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위한 방법으로 본 연구에서는 조인트부의 스프링요소 대신 빔요소를 이용하여 최적설계하는 방법을 제시한다.

그림7은 빔요소로 적용시킬 차량의 조인트 부위들로서 A-pillar to roof, B-pillar to roof, B-pillar to rocker, 그리고 C-pillar to roof를 나타내고 있다. 조인트의 최적설계를 위한 모델링방법은 앞에서 나타난 그림6과 같으며 그림에서 보는 바와 같이 스프링요소를 제거하고 대신 길이가 1cm되는 빔요소로 연결하였으며 이 빔요소의 단면계수 및 단면적은 각 필라 빔요소의 단면계수 및 단면적과 같은 값으로 설정하였고 단면계수번호(PID)는 새로운 번호로 설정하였다.

표3은 두 모델에 대한 1차진동모드와 2차진동모드의 고유진동수값을 나타내고 있는데, 표에서 보는 바와 같이 원래의 모델에 비하여 조인트빔을 이용한 모델의 고유진동수값이 각각 높게 나왔는데 이것은 앞에서 설명한 바와 같이 조인트부의 유연성을 고려한 정확한 단면계수값을 주지 않았기 때문이다. 따라서 요구하는 고유진동수값을 만족하는 차체구조물, 특히 조인트에 대한 단면계수를 결정해 주어야 하는데 본 장에서는 상용 유한요소해석 프로그램인 NASTRAN의 최적설계모듈을 이용하여 이러한 단면계수값을 결정하는 방법을 설명한다.

최적설계를 하기 위해 각 조인트빔에 대하여 설계변수로는 I_y , I_z 를 설정하고, 목적함수는 질량을 최소화시키는 것으로, 그리고 구속조건으로는 1차진동모드 및 2차진동모드의 고유진동수값을 원래의 모델 즉, 조인트부에 스프링요소가 있는 모델의 1차진동모드와 2차진동모드의 고유진동수값과 같은 24.9 Hz와 26.5 Hz (실제로는 Eigenvalue)를 설정하여 최적설계해석을 하였다. 이 해석에 대한 결과를 표4에 나타내었으며 A-pillar to roof 조인트빔의 경우 단면계수 I_y 는 $0.1732E2 \text{ cm}^4$ 에서 $0.3917E1 \text{ cm}^4$ 으로 77.4%의 감소율을 보이고 있으며, 또한 단면계수 I_z 는 $0.1258E2 \text{ cm}^4$ 에서 $0.1236E1 \text{ cm}^4$ 으로 약 90.2%의 감소율을 나타내고 있으며 나머지의 조인트빔의 경우도 초기치에 비해 표에서 보는 바와 같이 각각 감소하였다.

이렇게 구한 단면계수값을 각 조인트빔에 다시 넣은 후 진동해석을 하였다. 표3에 1차진동모드 및 2차진동모드에 대한 고유진동수를 비교하였는데 각 모드에 대하여 스프링이 들어있던 원래의 모델과 같은 고유진동수값이 나왔다.

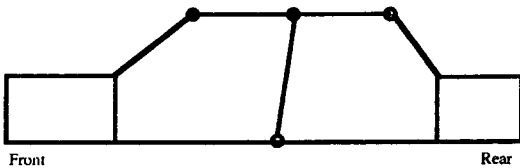


그림7 등가조인트빔의 위치

표3 고유진동수 비교

	original	joint beam	equivalent joint beam
1st bending (Hz)	24.9	27.6	24.9
2nd bending (Hz)	26.5	28.8	26.5

표4 단면계수의 설계변수 변화 및 변화율

	I_y			I_z		
	initial	final	%change	initial	final	%change
A-pillar to roof	0.1732E2	0.3917E1	-77.4	0.1258E2	0.1236E1	-90.2
B-pillar to roof	0.3036E2	0.3114E1	-89.6	0.2048E2	0.5493E0	-97.3
B-pillar to rocker	0.3414E3	0.3589E2	-89.5	0.1187E3	0.5370E1	-54.8
C-pillar to roof	0.4387E2	0.1966E1	-95.5	0.8154E2	0.5830E1	-92.8

5. 맺음말

본 논문에서는 결합부의 강성도를 나타내기 위해 그동안 사용되어 오던 기존의 스프링 모델을 사용하는 대신 등가빔 조인트 모델을 차체의 유한요소모델에 적용하여 보았으며 차체의 기본 진동 모드 해석을 통해 그 타당성을 검증하여 보았다. 특히 본 연구를 통해 차체 설계시 특정 결합부 강성도를 효율적으로 결정할 수 있는 방법의 개발이 가능해졌으며 그 방법의 개발을 위해 현재 계속 연구가 진행되고 있음을 밝힌다.

참고문헌

1. Yim, H. J., "Technology for Initial Design and Analysis of Vehicle Pillar Structures for Vibration", G7 Workshop Proceeding, 1994.
2. Kim, Y.Y., Yim, H.J., Kang, J. H., and Kim, J. H., "Reconsideration of the Joint Modeling Technique: In a Box-Beam T-Joint", SAE Conference Proceeding, 1995, pp. 275-279.
3. Chang, D. C., "Effects of Flexible Connections on Body Structural Response," SAE Transactions, Vol. 83, pp. 233-244.
4. Garro, L. and Vullo, V., "Deformations Car Body Joints under Operation Conditions", SAE 861397, 1986, pp.5403-5420.
5. 임홍재, 이상범, "저진동 차체의 필라설계 및 최적화 기법", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, 1994, pp. 99-104.