

# 저진동 차체의 필라 설계 및 최적화 기법

임홍재\*, 0이상범\*\*

(Technology for Initial Design and Analysis of  
Vehicle Pillar Structures for Vibration)

(Hong-Jae Yim, Sang-Beom Lee)

## 1. 서론

자동차 차체 설계시 진동 소음 관련 분야는 운전자 또는 승객이 직접 주관적으로 느끼고 그 차의 성능 및 품질을 평가할 수 있기 때문에 선진 각국의 자동차 회사들은 오래 전부터 저진동 저소음 차체개발에 많은 노력을 경주하고 있다. 아이들셰이크를 비롯한 각종 차체 진동을 저감시키고 진동 특성을 개선할 수 있기 위해서는 차체설계시 초기설계단계에서 미리 개발될 차체의 진동특성을 정확히 예측할 수 있는 차체진동 해석기술 및 발생 가능한 진동문제에 따른 차체구조의 설계변경이 가능한 차체구조설계기술의 확립은 필수적이다. 본 연구는 차체의 저주파수 영역 진동특성해석 및 차체설계기술을 기존의 유한요소해석 프로그램 및 최적화 프로그램을 이용하여 설계초기단계에서 적용할 수 있는 방안을 개발하는 것이다.

차체설계시 개발될 차체의 아이들셰이크와 같은 저주파 진동특성은 보통 차체의 주요필라들의 단면강성계수, 그리고 두개 이상의 필라들이 만나는 결합부의 결합부 강성도에 따라 큰 영향을 받는다. 따라서 이런 것들을 적절히 제어할 수 있는 설계기법을 확립하는 것이 초기설계뿐만 아니라 차량개발단계에서 일어날 수 있는 차체구조의 설계변경을 검토할 수 있고 최적화 할 수 있는 차체의 필라구조설계기술의 확립은 필수적이다. 특히 차량개발기간동안에 언제나 나타날 수 있는 진동문제를 빠른 시간 내에 해결하기 위해서는 차체 구조물의 어떤 부위의 어떤 설계변수를 적절히 변경하여야 하는지를 결정할 수 있어야 한다. 저진동 차체설계에 적용해 볼 수 있는 효과적인 방법으로서 변형에너지법,

설계민감도해석법, 최적화설계법 등이 있는데 이들 방법들에 대하여 소개하고 각 방법들의 사용시 유의할 점을 밝혀 본다.

## 2. 변형에너지법

변형에너지법은 말 그대로 차체구조물에 축적되는 변형에너지를 관찰하여 차체설계에 이용하는 방법이다. 변형에너지란 어떤 구조물에 변형이 일어날 때 그 구조물 내에 저장되는 내부에너지이다. 예를 들어 하나의 외팔보 끝단에 집중하중이 걸리면 외팔보는 처짐이 일어나게 되고 이때에 외팔보 구조물 내에는 처짐 변형으로 인한 변형에너지가 저장된다는 것이다. 변형에너지에 대한 상세한 이론적인 분석은 관련 참고문헌에서 찾을 수 있다[1]. 자동차 차체 구조물에도 어떤 외력이 작용하여 구조물에 변형이 생기거나 또는 가진에 의해 차체가 진동하게 되면 진동모드로 변형이 일어나게 되고 이때 변형에너지가 발생하게 된다. 따라서 차체의 저차 고유진동모드에 대하여 변형에너지를 고찰해 봄으로써 설계의 방향성을 찾을 수 있다. 여기에 그 방법을 설명하며, 그림1.은 해석할 차량의 유한요소모델을 보여주고 있다.

자동차의 차체 구조물 설계시 항상 고려되어야 할 기본적인 진동관련사항은 전체 차체시스템의 굽힘 모드와 비틀림 모드의 동적 거동이라고 할 수 있다. 특히 엔진 공회전시 엔진의 가진 주파수가 차체의 고유진동수 부근에 있게 되면 아이들셰이크와 같은 치명적인 현상이 나타날 것이다. 이런 이유 때문에 차체를 초기설계 할 때에 주로 차체의 저주파수 영역의 진동모드들이 기본적으로 이용되는 것이다. 그런데 실제 차체를 설계할 때에 설계자가 결정해야 할 것은 50 Hz 이하의 저주파 진동모드들의 고유진동수가 주어진 설계목표치에 맞도록 차체를 설계해 내는 것이고 그것은 다시 차체의 어떤 부분을 어떻게 설계해야 하는가를 결정하는 것

\* 국민대학교 기계설계학과

\*\* 국민대학교 기계설계학과 대학원

이다. 예를 들어 구체적으로 설명하면 "첫번째 굽힘 모드"의 고유진동수를 23.5 Hz 이상으로 올리기 위해서는 로커(rocker), 또는 A pillar-to-roof joint 등의 강성도를 보강해주는 것이 가장 좋다" 라고 하는 식이다. 이렇게 차체의 어떤 고유진동수에 대한 설계조건을 만족시키기 위해서 차체의 어떤 부위를 고치는 것이 가장 효과적인가를 결정하는데 이 변형에너지법이 매우 효과적이다. 즉 특정한 고유진동수의 진동모드에 대한 차체의 변형에너지를 살펴보면 어떤 부위에 가장 많은 변형에너지가 저장되고 있는지를 알 수 있고 그런 부위를 설계변경시 최우선 순위로 고려할 수 있는 것이다. 이때에 주의할 점은 차체의 어떤 부분은 형상 크기가 매우 크고 어떤 부분은 매우 작아서 저장되는 변형에너지의 크기도 이에 따라 많은 영향을 받게 되므로 이런 효과를 줄이기 위해서 변형에너지를 체적으로 나눈 값 즉 단위체적당 저장된 변형에너지를 사용하는 것이 바람직하다. 이것을 변형에너지밀도(strain energy density)라고도 한다 [2]. 기존의 유한요소해석 프로그램을 사용하여 설계에 적용하기 위한 방법을 설명하면 다음과 같다.

- 1) 설계하고자 하는 차체 모델에 대하여 유한요소해석 프로그램을 사용하여 진동해석을 한다. 차체의 초기설계 단계에서는 50 Hz 이하의 진동모드들만 정확히 예측할 수 있어도 충분하므로 플레이트(plate)만을 사용한 상세 유한요소모델보다는 빔(beam)과 플레이트를 동시에 사용한 모델을 사용하는 것이 효과적이다. 이때에 차체의 주요 골조 구조물들, 예를 들면 A-pillar, B-pillar, roof rail, rocker 등이 바로 빔으로 모델링 된다. 또한 각 주요 결합부는 스프링으로 모델링 된다.
- 2) 유한요소해석결과로부터 Post-processor를 통하여 각 진동모드에 대하여 차체의 각 부위별로 저장된 변형에너지를 나타내는 그림을 출력한다. 그림2는 첫번째 및 두번째 굽힘 진동모드에 대한 차체의 변형에너지 분포를 나타내는 그림이다. 그림을 통하여 알 수 있듯이 빔 요소로 모델링 되어있는 주요 필라들과 스프링으로 모델링 되어 있는 결합부들에 많은 변형에너지가 저장되어 있고 루프 패널이나 플로어 패널 그리고 유리창 등의 셸요소로 모델링된 부분에는 상대적으로 매우 적은 변형에너지가 저장되어 있다. 즉 앞에서도 언급 했듯이 주요 필라 및 결합부가 저주파수 영역 진동모드에 많은 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이와 같은 변형에너지 분포도를 관찰함으로써 어떤 부위가 관심 있는 진동모드에 크게 영향을 미치는지를 판별할 수 있다.
- 3) 유한요소해석결과로부터 각 진동모드에 대하여 각 부

위별로 저장된 변형에너지를 막대그래프를 사용하여 그림3과 같이 그린다. 이때에 부위를 어느 정도로 자세히 구분하느냐는 설계자의 결심에 달려있다. 보통은 주요 결합부, 주요 빔 구조물에 대하여 조사하면 되고, 특별히 관심이 있는 곳은 좀더 자세히 구분해도 좋다. 즉 예를 들어 B-pillar같은 것은 B-pillar upper, B-pillar lower 등으로 구분하여 표를 만들면 된다.

- 4) 앞에서 만들어진 막대그래프를 통하여 어떤 부위를 우선적으로 설계 변경에 고려할 것인지 결정한다.

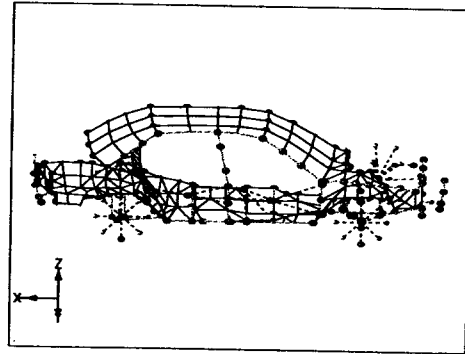


그림1. 차체의 유한요소해석 모델

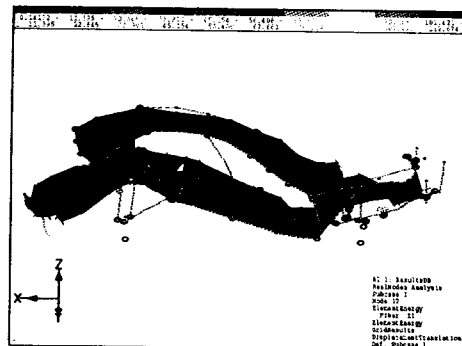
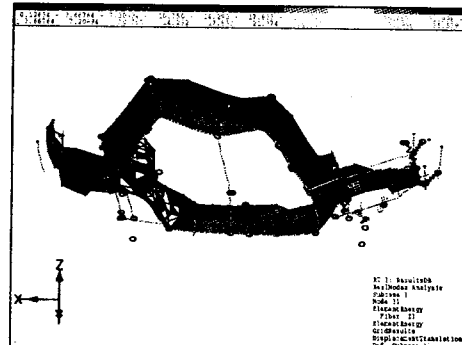


그림2. 차체에 저장된 변형에너지의 분포도  
(첫번째 및 두번째 굽힘모드)

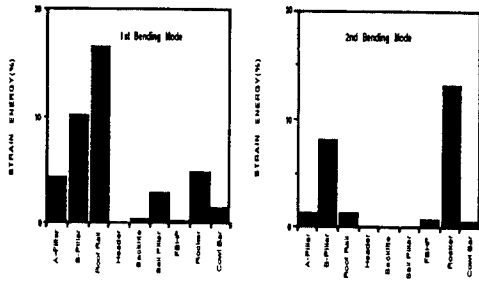


그림3. 필라 부위별 변형에너지의 막대그래프

### 3. 설계민감도법

설계민감도(Design Sensitivity)란 설계하고자 하는 제품의 목표성능이 어떤 설계변수를 약간 변경하였을 때에 그 변화에 따라 얼마나 민감하게 변하는지를 나타내는 척도라고 할 수 있다. 본 논문에서는 설계민감도에 대한 이론적인 설명은 피하고 설계민감도가 갖는 물리적 의미를 저진동 차체설계문제를 가지고 다시 설명해 보겠다. 차체의 첫번째 굽힘 모드의 고유진동수가 23Hz 이상이 되는 차체를 설계하고자 할 때에 변경할 수 있는 설계변수는 여러 가지가 있을 수 있겠으나 설명을 좀 더 간단히 하기 위하여 roof rail inner와 roof rail outer의 강판 두께만을 변경가능한 설계변수라고 가정하자. 만약 roof rail inner의 강판 두께를 10% 증가하는 데에 따라 첫번째 고유진동수가 10% 증가하고, roof rail outer의 강판 두께를 10% 증가하는 데에 따라 첫번째 고유진동수가 5% 증가한다면 roof rail inner의 강판 두께가 첫번째 고유진동수에 미치는 영향이 roof rail outer의 강판 두께가 미치는 영향보다 2배 더 크다는 것이다. 즉 설계자는 첫번째 고유진동수를 설계목표에 맞추는 데에 roof rail inner의 강판 두께를 변경하는 것이 roof rail outer의 강판 두께를 바꾸는 것보다 훨씬 효과적이라는 것이다. 따라서 이와 같은 차체의 설계민감도값이 주어진다면 차체설계에 효과적으로 이용할 수 있을 것이다.

NASTRAN 유한요소해석 프로그램에서는 정적해석(static analysis)뿐만 아니라 동적 해석(dynamic analysis)의 경우에 대해서도 설계민감도해석을 수행할 수 있다[3]. NASTRAN에서 제공하는 거의 모든 유한요소들에 대하여 설계민감도 해석을 수행할 수 있는데, 단 스프링요소와 같은 질량이 없는 요소에 대해서는 설계민감도값을 구할 수 없다. 따라서 차체의 진동특성에 결합부의 강성도가 미치는 영향이 매우

크지만 기존의 결합부 해석 방법으로는 NASTRAN을 사용해서 결합부의 민감도를 구할 수 없다. 여기에서는 NASTRAN에서 제공하는 설계민감도해석법을 차체설계에 적용하기 위한 방법에 대하여 설명하겠다.

- 1) 차체의 유한요소해석모델에 대하여 설계민감도값을 구하고자 하는 각부위별로 설계변수를 지정한다. NASTRAN에서 제공하는 유한요소들에 대하여 property data에 정의되는 것들은 설계변수로 지정할 수 있다. 예를 들면 CQUAD4와 같은 셀요소에 대해서는 PSHELL 데이터 입력시 정의되는 판재의 두께를 설계변수로 지정할 수 있고, CBAR와 같은 빔요소에 대해서는 PBAR 데이터 입력시 정의되는 단면계수 A, Ix, Iy, J 등을 설계변수로 지정할 수 있다. 따라서 만약 차체의 유한요소모델이 각종 필라에 대하여 CBAR와 같은 빔요소를 사용하여 모델링 되었다면 이때 지정할 수 있는 설계변수는 앞에서 언급한 단면계수들이다. 지정된 설계변수들에 대한 데이터를 기존의 진동 해석모델의 Bulk Data deck 앞에 위치시킨다.

- 2) NASTRAN SOL 103을 사용하여 민감도해석을 수행한다.

- 3) NASTRAN 해석결과를 앞의 변형에너지법에서와 마찬가지로 각 진동모드에 대하여 차체 부위별로 설계민감도값을 막대그래프에 나타낸다.

그림4. 및 그림5.는 각각 첫번째 굽힘 진동모드 및 두번째 굽힘 진동모드에 대한 주요 필라별 민감도 해석 결과를 막대그래프로 나타낸 것이다. 이 그래프를 통하여 각 필라의 단면계수중에서 어떤 것이 설계변수에 민감하게 영향을 미치는지를 알 수 있다.

- 4) 앞에서 만들어진 막대그래프를 통하여 어떤 부위의 설계변수가 설계변경에 민감한지를 찾아내고 어떻게 설계 변경할 것인지를 결정한다.

변형에너지법에 비해서 훨씬 상세한 데이터가 주어지지만 설계자가 이들 데이터를 바로 이용하기에는 어려움이 많다. 특히 CBAR와 같은 빔요소에 대해서는 PBAR 데이터 입력시 정의되는 단면계수 A, Ix, Iy, J 등이 설계변수이고 설계에 직접 반영하기 위해서는 이들 설계변수에 대한 민감도값을 단면의 크기나 판재의 두께로 나타낼 수 있어야 하는데 여기에는 많은 어려움이 있다. 따라서 이것을 효과적으로 이용하기 위해서는 다음에 설명할 최적화 과정을 이용하여야 된다. 단 셀요소만으로 모델링한 상세모델의 경우에는 판재의 두께에 대하여 설계민감도 값을 구할 수 있으나 모델 크기가 너무 커져 계산에 어려움이 있다.

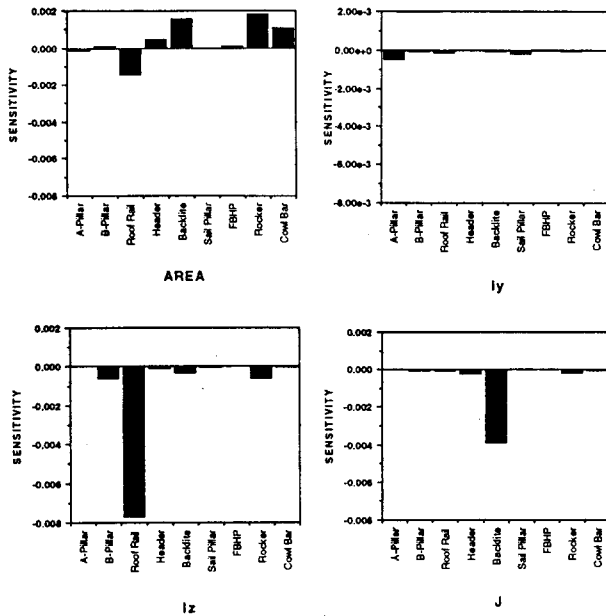


그림4. 필라 부위별 설계민감도 막대그래프  
(첫번째 굽힘모드)

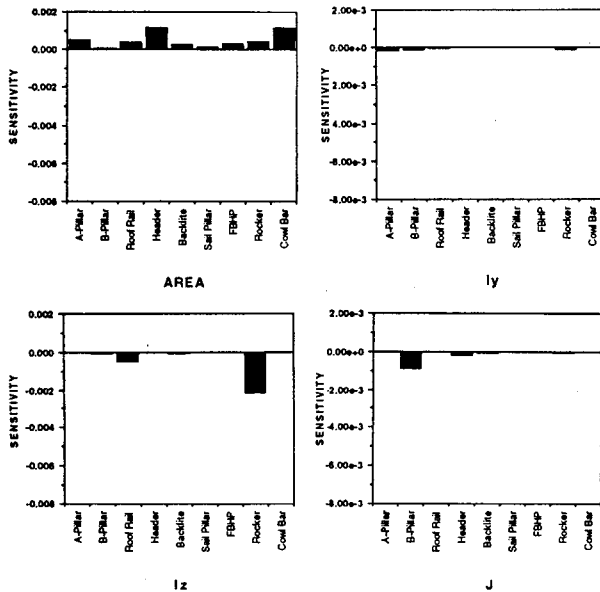


그림5. 필라 부위별 설계민감도 막대그래프  
(두번째 굽힘모드)

#### 4. 최적화설계법

앞에서 설명된 변형에너지법과 설계민감도해석법은 차체의 어떤 부위 또는 어떤 설계변수들을 변화시키는 것이 원하는 차체의 진동 특성을 얻는 데에 효과적인가를 판단하는데 도움이 되는 방법들이다. 그러나 이것은 상당히 경험이 많은 엔지니어가 아니면 이런 해석결과로부터 설계변수의 값을 특정한 값으로 결정하기가 매우 어렵다. 최적화설계법은 실제 어떤 부위의 어떤 변수를 얼마로 정하는 것이 가장 효과적인지를 구체적으로 정하여 주는 방법이다. NASTRAN의 Design Optimization Module을 이용하면 앞에서 설명된 설계민감도해석결과를 이용해서 자동으로 설계변수의 최적화 값을 구할 수 있다[3]. 저진동 차체설계의 최적화과정은 다음과 같다.

- 1) 차체의 유한요소해석모델에 대하여 설계민감도해석에서와 같이 설계변수들을 지정하고 설계변수의 변경가능 범위를 정한다. 또한 구속조건으로 원하는 진동모드의 고유진동수의 최소값을 정한다. 최적설계의 목적함수로는 경량화 최적설계를 위해 차체의 질량을 최소화하는 것으로 한다.
- 2) NASTRAN SOL 200을 사용하여 최적화설계를 수행한다. 이것을 수행하면 자동으로 진동해석, 민감도해석을 차례로 수행하고 이들 결과를 이용하여 최적화설계 과정을 진행한다.
- 3) 최적설계결과로부터 얻어진 최적설계변수값들을 검토한다. 앞의 변형에너지법이나 설계민감도해석에 비하여 여기에서 얻어지는 데이터는 입력시 지정된 설계변수의 값이 구체적으로 얼마라고 나온다.
- 4) 최적화과정에서 지정되었던 설계변수를 물리적 의미가 있는 설계변수로 변환한다. 앞의 설계민감도법에서도 설명되었듯이 CBAR과 같은 범요소에 대해서는 PBAR 데이터 입력시 정의되는 단면계수 A, Ix, Iy, J 등이 설계변수이고 설계에 직접 반영하기 위해서는 이들 설계변수에 대한 최적값을 단면의 크기나 판재의 두께로 나타낼 수 있어야 한다. 따라서 이것을 효과적으로 이용하기 위해서는 변환 과정을 한번 더 거쳐야 한다. 즉 실제의 각종 필라의 단면형상은 매우 복잡하나 그림6과 같은 등가의 박판 박스보로 변환하면 원래 필라의 최적단면계수와 같은 등가박판 박스보의 크기 및 판재의 두께를 계산할 수 있다. 이것은 간단히 Newton-Raphson법과 같은 비선형방정식의 근을 구하는 수치해법을 사용하여 구할 수 있다.

표1은 첫번째 진동모드의 고유진동수를 26.1Hz 이상 되도록 하고 주요 필라의 주요 설계변수를 약 30%범위 내에서

변경할 수 있다고 가정했을 때 최적화 과정 후의 설계변수들의 최적화 값들을 나타낸다. 표2는 최적설계후의 차체의 고유진동수의 변화 및 차체 질량의 변화를 나타낸다. 앞서도 설명했듯이 필라의 설계변수는 필라의 단면계수인 단면적, 면적관성모멘트, 비틀림 상수 등이다. 따라서 이것들을 앞에서 설명한 등가박판보의 크기 및 판재의 두께로 설계변수를 변환하면 표3과 같이 된다. 이 표로부터 필라 단면의 크기 및 판재 두께의 변화율을 참조하여 설계에 반영하면 된다.

표3. 최적설계후 등가 설계변수 변화 비교

$$|\Delta \text{AREA}| \leq 10\%, |\Delta I_z| \leq 50\%$$

Part	ID	Initial		Optimal			
		t	H	t'	%Change	H'	%Change
A	971	0.52	5.02	0.49	-4.88	5.96	18.77
	972	0.52	5.02	0.49	-4.88	5.96	18.76
	973	0.52	5.02	0.43	-16.94	6.27	24.92
B	978	0.32	7.42	0.30	-5.22	8.79	18.36
	991	0.30	8.60	0.22	-26.97	11.16	29.71
	979	0.31	9.09	0.22	-29.87	11.95	31.51
	2832	0.32	10.58	0.22	-30.02	13.89	31.24
	983	0.28	13.13	0.20	-30.15	17.20	30.95
	992	0.25	15.34	0.17	-30.16	20.05	30.69
	981	0.28	15.13	0.19	-30.09	19.78	30.71
	982	0.27	15.89	0.19	-30.16	20.76	30.64
	990	0.27	16.08	0.19	-30.09	21.00	30.62
	980	0.24	19.59	0.16	-30.26	25.56	30.43
Roof	974	0.39	10.09	0.36	-5.46	11.91	18.03
Rail	975	0.15	10.05	0.16	6.97	11.87	18.08
	976	0.15	10.05	0.16	6.97	11.87	18.08
	977	0.15	10.05	0.16	6.97	11.87	18.08

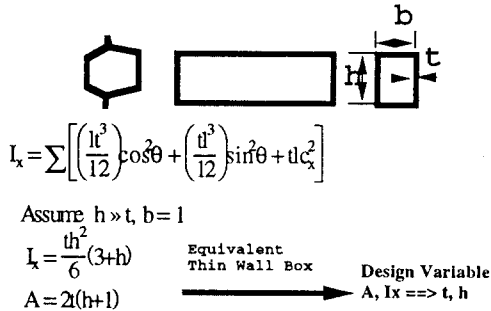


그림6. 필라단면의 등가 설계변수의 변환

표1. 최적설계후 주요필라 설계변수의 변화율(%)

Part	A	Iy	Iz	J
A Pillar	-10.0	4.0	10.1	0.4
B Pillar	-10.0	10.1	2.8	1.7
Roof Rail	-10.0	26.8	16.7	2.3
Header	-9.9	3.1	2.9	0.0
Backlite	-10.0	12.3	7.1	0.0
Sail Pillar	-10.0	10.8	10.0	1.2
FBHP	-10.0	0.2	0.2	0.0
Rocker	-10.0	12.8	7.7	10.0
Cowl Bar	-10.0	18.3	3.9	8.6

표2. 최적설계후 차체의 진동수 및 질량변화

		초기설계	최적설계후	변화량
고유진동수	1st Bending (Hz)	24.9	26.1	+1.2
	2nd Bending (Hz)	26.9	27.1	+0.2
목적함수	Design Mass (kg)	181.8	177.8	-4.0

### 5. 빔 모델을 이용한 차체설계 응용에

본 절에서는 실제의 차체설계 초기단계에서 빔 모델을 이용하면 매우 효과적으로 설계에 도움이 된다는 것을 보이기 위해 수많은 실예중에서 한가지 적용사례인 새로운 B-Pillar 설계가 차체의 진동특성에 어떤 영향을 미치는지를 검토하였다.

서로 유사한 차종인 A-car 및 B-car의 두가지 모델에 대해서 다음과 같은 설계문제를 고려해 보자. B-car는 A-car에 비해서 약간 가격이 비싼 고급형으로 개발될 차종으로 차체의 저진동 특성 및 설계기준은 두차가 거의 같다. 그런데 B-car는 모델의 외형 스타일 때문에 B-Pillar가 A-car에 비하여 매우 얇게 설계되었고 따라서 설계자는 이 새로운 B-Pillar가 차체의 동특성에 미치는 영향을 당연히 검토해 보아야만 한다. B-Pillar 단면의 단면강성도를 나타내는 Ixx 와 Iyy를 비교해 보면 B-car 모델의 B-Pillar가 A-car 모델에 비하여 매우 약하게 설계되어 있다는 것을 알 수 있다. 즉 Ixx 가 약 27%, Iyy가 약 30% 정도 취약하다(표4.참조). 이것이 전체 차체의 진동특성에 어떤 영향을 미치는지를 알아보기 위해서 NASTRAN을 이용한 진동해석을 해보고 그 결과를 아래 표5에 비교 분석해 놓았다. 표4에서 보았던 B-Pillar의 현저한 단면계수의 취약함으로 인해 우려되었던 차체의 진동특성은 표5로 부터 알 수 있듯이 별로 큰 영향을 미치지 않는다는 것이다. 단 여기서 주의해야 할 것은 차체의 유한요소 진동해석을 수행할 때에 B Pillar-Roof의 결합부 강성도는 변하지 않는다는 가정이 있었다. 즉 B Pillar-Roof의 결합부의 형상이 많이 변하여서 결합부의 강성도가 크게 다르다면 이것은 또다른 심각한 영향을 미칠

것이다.

**표4. B-Pillar의 단면계수 비교**

	A-car	B-car (% Change)
Ixx	40.92	29.91 (-27%)
Iyy	25.39	17.77 (-30%)

**표5. 차체의 진동특성 및 차체질량 비교**

	A-car	B-car (Change)
1st Bending(Hz)	23.52	23.36 (-0.16)
1st Torsion (Hz)	30.13	30.11 (-0.02)
2nd Bending (Hz)	28.94	28.84 (-0.10)
Vehicle Mass (kg)	1458.70	1458.39 (-0.31)

## 6. 결론

초기설계뿐만 아니라 차량개발단계에서 일어날 수 있는 차체구조의 설계변경을 검토할 수 있고 최적화 할 수 있는 차체의 필라구조설계기술의 확립은 저진동 차체설계시 필수적이다. 특히 차량개발기간동안에 언제나 나타날 수 있는 진동문제를 빠른 시간 내에 해결하기 위해서는 차체 구조물의 어떤 부위의 어떤 설계변수를 적절히 변경하여야 하는지를 결정할 수 있어야 한다. 본 논문에서는 저진동 차체의 초기 설계에 적용해 볼 수 있는 효과적인 방법으로서 변형 에너지법, 설계민감도해석법, 최적화설계법 등에 대하여 소개하고 각 방법들의 사용시 유의할 점을 밝혀 보았다. 이런 방법들은 새로운 소프트웨어의 도입이 없어도 현재 국내 자동차회사에서 차체의 응력해석 및 진동해석에 많이 사용하고 있는 유한요소해석 프로그램을 그대로 이용하여 실제에 적용할 수 있으므로 매우 유용하다.

## 참고문헌

- [1] Kamal, M.M., and Wolf, J.A., Modern Automotive Structural Analysis, Van Nostrand Reinhold Co., 1987.
- [2] Dym, L.C., and Shames, I.R., Solid Mechanics-A Variational Approach, McGraw-Hill Book Co., 1973.
- [3] Gregory J. Moore, MSC/NASTRAN Design Sensitivity and Optimization User's Guide, MSC., 1993.