

〈논 문〉 SAE NO. 97370007

센터 필라-루프 레일 조인트의 저진동 해석 : 모델링 기법과 문제점

Low-Frequency Vibration Analysis of a Center Pillar-to-Roof Rail Joint : Modelling Technique and Problems

김 윤 영*, 강 정 훈**, 송 상 현***
Y. Y. Kim, J. H. kang, S. H. Song

ABSTRACT

The modelling techniques of a center pillar-to-roof rail joint for low frequency vibration analysis are examined and some fundamental problems are addressed. To develop a simplified beam-spring model of the joint, the present work is focused on 1) practical shell modelling techniques and 2) joint spring stiffness estimation methods. a practical model-updating method to match the calculated natural frequencies to the experimentally determine ones is proposed, particularly focusing on spot welding modelling. In joint spring modelling, the results from the model with one joint spring are compared with those from the model with three coupled springs. Finally, some fundamental problems in beam-spring modelling are addressed.

주요기술용어 : Joint spring stiffness estimation methods(조인트 스프링 강성 평가 기법), Shell modelling techniques(셸 모델링 기법), Spot welding modelling(점 용접부 모델링)

1. 서 론

자동차의 설계 주기는 소비자들의 다양한 욕구와 함께 점점 더 짧아지는 추세에 있다. 자동차의 설계 주기가 단축됨에 따라서 실차를 수치적

으로 해석하는 기법이 점차 그 중요성을 더해가고 있으며, 실차의 유한 요소 모델링에도 많은 관심이 모아지고 있다.

자동차의 차체 구조는 루프(roof)와 플로어(floor) 등의 패널(panel) 부분과 각종 필라(pillar)과 락커(rocker), 카울(cowl) 등으로 구분할 수 있는 골격 부재로 구분할 수 있다. 자동차 초기 차체 설계시 엔진의 공진 회전수와 관련된 동적 거동에서는 차체의 골격 부재가 큰 영향을 끼치고, 실내 소음과 관련된 거동에서는 루프와

* 정회원, 서울대학교 기계설계학과

** 서울대학교 기계설계학과

*** 현대 자동차(주), 승용제품개발 2 연구소, 연구 1팀

플로어의 판넬 부분이 중요한 것으로 알려져 있다.

특히 자동차 차체의 저차 고유 진동수를 구하려고 할 때, 해석의 효율성을 증대시킬 뿐만 아니라 진동 해석시 주요 특성 인자에 대한 연구를 용이하게 하기 위해서는 모델을 단순화해야 할 필요가 있다. 특히 공진 회전수 주위에서 차체가 동적으로 어떻게 거동하는지에 관심을 갖게 되는데, 차체 전체를 판/셀 요소로 모델링하는 대신 가능한 간단한 보 요소를 사용하여 해석 효율을 증대시킬 필요가 있다.

이때 센터 필라(center pillar)와 루프 레일(roof rail), 센터 필라(center pillar)와 락커(rocker), 윈드 쉴드 필라(wind shield pillar)와 카울(cowl)이 만나는 부분의 모델링시, 필라 등의 부재는 보로, 그리고 두 개 이상의 부재가 만나는 결합부에서는 가상의 스프링을 도입하여 모델링한다. 이러한 방법은 현재 자동차 업계에서 사용되고 있는 방법인데 결합부 주위의 부가의 유연성을 위해 도입된 가상의 스프링의 강성 값이 잘못 평가되면 만족스러운 결과를 얻을 수 없다. 왜냐하면, 이러한 결합부의 강성은 차체의 굽힘, 비틀림 모드 등 전반적으로 구조 거동에 미치는 영향이 상당히 크기 때문이다.¹⁾

이 때 가상의 스프링 강성을 평가하기 위해서는 상세 셀 모델을 이용하는 것이 최근의 추세이며, 이를 수행하기 위한 신뢰성 있는 상세 셀 모델이 없다면, 올바른 결합부 강성 평가는 어려울 것이다. 본 논문에서는 통상적으로 사용되는 상세 셀 모델링을 개선하여, 특히 점 용접 부위의 모델링을 개선하여, 그 신뢰도를 높일 수 있는 실용적 가이드 라인을 제안하고자 한다. 특히 점 용접 부위 모델링을 중심으로 현실적 모델링 개선법을 다루어 보고자 한다.

점 용접부 모델링에 관련된 기존의 연구 결과로부터 8절점 탄성체 요소에 의한 점용접부 모델링 기법을 적용하면 상당히 타당한 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.^{2),3)} 이 외에 角南義治⁴⁾는 점 용접부가 결합부 강성에 미치는 영향을 살펴보고 있으며, 국내에서는 손 일선⁵⁾이 점 용접부의 다양한 모델링 방법에 대하여 고찰한 적이 있다. 그러나, 현재 자동차 업계 등에서 주로 사용

하고 있는 상판과 하판의 용접 부위를 1개의 강체 요소로 연결하는 모델링에 대한 현실적 개선 방안에 대한 보고는 거의 없다. 따라서, 본 논문에서는 실차의 센터 필라-루프 레일 조인트를 대상으로 이러한 상세 셀 모델을 개선하여 해석 결과가 실험 결과와 근접하도록 하는 절차 및 방법을 제안하고자 한다.

이상과 같은 상세 모델 결과를 바탕으로 보-스프링 모델링을 수행하게 될 때 가상의 스프링의 강성을 평가하는 것과 관련하여 많은 연구가 진행되어 왔다.^{5)~12)} 본 연구에서는 본 연구팀이 박스보 T-조인트에서 사용한 강성 평가 기법^{13),14)}을 실차의 센터 필라-루프 레일 조인트에 적용해 보고자 하며, 특히 본 연구팀이 제안했던 1개 회전스프링(3자유도)을 갖는 보-스프링 모델링 결과와 不牧和則¹¹⁾이 제안한 3개의 연성 스프링 모델링 결과를 비교, 검토해 보았다. 또한 이와 같은 보-스프링 모델링이 갖고 있는 근본적 문제점과 원인을 체계적으로 연구하여, 후속 연구의 기초가 되도록 하였다.

2. 센터 필라와 루프 레일의 상세 셀 모델링

Fig.1은 본 연구에서 사용된 센터 필라-루프 레일 조인트 부위에 대한 상세 셀 유한 요소 모델을 보여주고 있다. 이와 같은 차체의 골격 부재는 프레스 가공된 박판들을 점 용접으로 결합시켜 구성되며, 실제 모델링시 이 점 용접부의

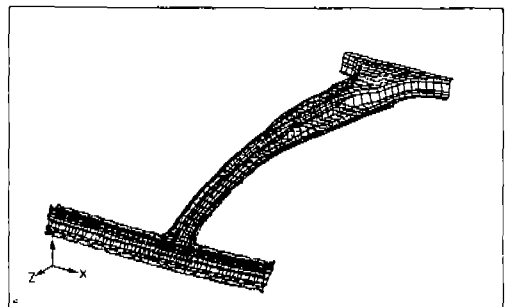


Fig.1 Detailed shell model of a center pillar with the roof-rail joint.

올바른 모델링이 해석 결과에 큰 영향을 끼치게 된다. 센터 필라-루프 레일 조인트 부재에 대한 보-스프링 모델링을 수행하기 위해서는 신뢰성 있는 상세 셀 해석 결과가 요구되고 있기 때문에, 점 용접부 모델링에 많은 주의를 요한다. 따라서 특히 본 절에서는 실험 결과와 해석 결과를 일치시키기 위해, 점 용접 모델링을 어떻게 개선해 나가는지에 초점을 맞추어 설명하고자 한다.

정확한 모델링을 위해 센터 필라와 루프 레일을 5cm 간격으로 절단하여 단면을 실측하였으며 보강된 부분은 보강된 부위의 두께를 원판의 두께에 추가하여 모델링을 하였다. 박판은 CQUAD4와 CTRIA3의 판 요소를 사용하였고, 점 용접 부위는 상판과 하판의 용접점을 1개의 강체 요소(RBE2)로 결합하는 통상적인 방법을 사용하였다. Fig.1에 나타난 상세 모델링에서는 CQUAD4 1648개, CTRIA3 87개의 유한요소가 사용되었다.

본 모델에 대해서는 실험도 병행하였는데, 실험에서는 PCB 사의 충격 망치와 가속도계를 사용하였으며, 모달 파라미터 추출은 I-Deas 프로그램의 Polyreference 방법을 사용하였다. 경계 조건은 양단 자유 상태를 실험하였으며 본 모델에 대한 실험과 유한 요소 해석 결과는 Table 1에서 비교하였다.

Table 1의 결과를 살펴보면 굽힘 모드에서는 유한 요소 결과와 실험 결과가 잘 일치하는 반면 비틀림 모드에서는 상당한 차이를 보이고 있다. 따라서 해석 결과를 실험 결과에 근접시키기 위해 유한 요소 모델링을 개선할 필요가 있다. 이를 위한 방법으로는 최적화 기법을 이용한 모델 개선법¹⁵⁾ 등을 사용할 수 있으나, 계산량이 많고

유한 요소 모델링의 문제점을 물리적으로 파악하기 곤란하다. 따라서, 본 논문에서는 변형 에너지의 관점으로 물리적 현상을 파악하고, 이를 기준으로 모델링을 개선하는 방안을 제안하고자 한다.

이를 위해 Table 1에 표시된 각 모드에 대해 변형에너지 밀도를 조사해 본 결과 각 모드 공히 용접부로 모델링된 부위를 중심으로 국부적 변형 에너지가 집중되는 현상을 파악할 수 있다.(Fig. 2, 3 참조) Fig.2와 Fig.3을 잘 비교해 보면 용접부 주위에 국부적으로 변형 에너지가 집중되는 현상을 확인할 수 있는데, 특히 비틀림 모드 경우에는 굽힘 모드에 비해 루프 레일과 결합하는 부위 근처의 센터 필라 부분, 즉 센터 필라

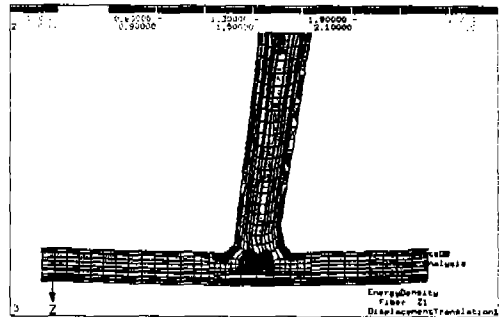


Fig.2 Strain energy density distribution in the twisting dominant mode (freq=37.5Hz)

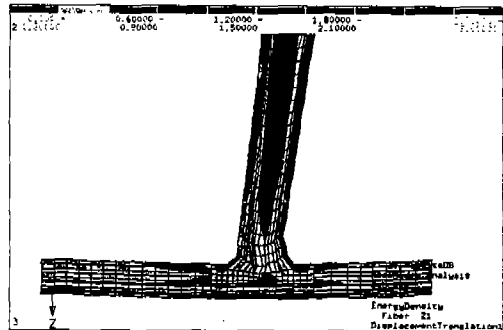


Fig.3 Strain energy density distribution in the bending dominant mode (freq= 101.0Hz)

Table 1 Comparison of the natural frequencies for the model shown in Fig.1

Mode Type	FEM	Experiment	Error
1st Torsion	37.5Hz	62.7Hz	40.2%
1st Bending	101.0Hz	102.6Hz	1.56%
2nd Bending	166.5Hz	168.0Hz	1.19%
3rd Bending	270.9Hz	267.6Hz	-1.23%

길이의 50% 정도 부위에 놓여 있는 점 용접부에 변형 에너지가 상대적으로 높게 집중되는 현상을 파악할 수 있다. 따라서 해석에서 얻어지는 비틀림 고유 진동수를 상승시키는 반면, 굽힘에 관련된 고유 진동수를 현 상태로 유지하기 위해서는 루프 레일과 결합하는 근처의 센터 필라 용접부를 보강하여 모델링해야 함을 추론할 수 있다.

일반적으로 결합 부위에 변형 에너지가 국부적으로 집중되는 현상이 나타나는데, 모든 용접 부위를 보강하여 모델링한다면 모든 고유 진동수를 상승시키는 효과가 나타나게 된다. 왜냐하면 이러한 곳에서는 굽힘, 비틀림 변형이 모두 집중되기 때문이다. 일반적으로 점 용접부를 모델링할 때, 상판과 하판을 1개의 강체 요소로 연결하는 대신 점 용접 면적을 고려하여, 이 부위를 3차원 탄성체 요소(Solid element)로 연결하면 상당히 정확한 결과를 얻을 수 있음이 알려져 있다.^{2),3)} 그러나 차체의 저진동 해석시에 이와 같은 모델링보다는 단순한 모델링이 선호되기 때문에, Fig.1의 유한 요소 모델을 현실적으로 개선하는 방안으로서 Fig.4에서 표시된 점 용접부 모델링 기법을 루프 레일과 결합하는 근처 부위의 센터 필라 용접부에 적용해 볼 것을 제안하고자 한다.

비틀림 모드의 고유 진동수를 실험 결과에 근접시키기 위하여 상판과 하판의 점용접 부위의 중앙 절점 외에 점 용접 중심에서 가까운 또 하나의 절점을 서로 연결하였다. 즉, 루프 레일과 만나는 부위로부터 약 50% 되는 센터 필라의

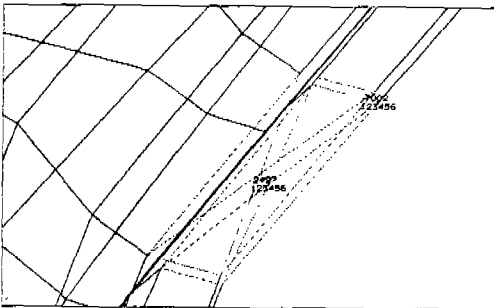


Fig.4 Simple modification of the spot weld modelling

Table 2 Comparison of the natural frequencies for the model shown in Fig.1

Mode Type	FEM(Before)	FEM(After)	Experiment
1st Torsion	37.5Hz	56.6Hz	62.7Hz
1st Bending	101.0Hz	102.7Hz	102.6Hz
2nd Bending	166.5Hz	166.0Hz	168.0Hz
3rd Bending	270.9Hz	270.8Hz	267.6Hz

용접부를 상판과 하판의 용접점 중심을 강체요소로 결합하는 이외에 근처의 가까운 점 1점을 강체요소로 연결해 주었다.

이와 같은 근사 모델링은 용접부 지름을 d (본 모델의 경우, $d=6\text{mm}$)라 할 때, 2개의 강체 요소의 간격이 약 πd 일 때, 가장 만족스러운 결과를 얻을 수 있기 때문이다.¹⁶⁾ 이와 같은 방법으로 모델링을 수정한 후 다시 유한 요소 해석을 수행하여 얻은 결과를 Table 2에 실어 놓았다. Table 2의 결과를 살펴보면 개선된 모델에 의한 비틀림 고유 진동수와 실험에 의한 비틀림 고유 진동수가 아직도 약 6Hz정도 차이가 있으나 굽힘 관련 고유 진동수 값을 거의 증가시키지 않고 비틀림 고유 진동수만을 상승시켰으므로, 타당한 결과가 얻어졌음을 알 수 있다. 이상의 결과로부터, Fig.4에 보여준 수정된 모델링 기법은 엄밀한 방법은 아니지만, 저 주파수 영역의 진동해석에서는 실용 가능한 방법으로 판단된다.

3. 보-스프링 모델링

본 절에서는 2절에서 얻은 상세 유한 요소 모델링을 활용하여 본 연구 대상 조인트(Fig.1)에 대한 보-스프링 모델에서의 스프링 강성 평가 기법에 대해 다루고자 한다. Fig.1의 모델을 보-스프링으로 모델링할 때, 센터 필라와 루프 레일이 만나는 부위에는 가상의 스프링을 놓고 나머지 부분은 보로 모델링하게 된다. 특히 Fig.1과 같이, 두 부재가 거의 직각으로 만나는 경우에는 이 부분에 1개의 가상의 스프링만(자유도는 최대 6 자유도)을 이용하여 모델링하여도 될 것이다.^{13),14)} 그러나 조인트를 형성된 3개의 스프링

으로 모델링하게 되면 더 좋은 결과를 얻을 수 있다는 연구¹¹⁾도 있기 때문에, 본 논문에서 이 2 가지 방법을 모두 고려해보고 각 해석 결과를 비교해 보고자 한다. 본 연구를 위해 필요한 단면 정보는 I-Deas¹⁷⁾의 beam section module을 사용하여 구하였다.

3.1 1개의 스프링으로 모델링하는 경우

먼저, 본 연구원들이 T형 결합부에 사용해 왔던 모델링 기법^{13), 14)}인 1개의 스프링을 이용한 결합 강성 모델링 기법을 본 연구대상에 적용하고자 한다. 가상의 스프링이 놓이는 위치는 센터 필라와 루프 레일의 기하학적 교차점과 센터 필라의 상단의 위치로 하며 그 크기는 상부 5cm 까지를 결합부로 한다.(5cm는 루프레일의 단면 중심에서부터 센터 필라까지의 간격이다.) 가상의 스프링의 6 자유도 중 회전 방향의 3 자유도만 고려하고, 병진 방향의 자유도를 고려하지 않는다.^{13), 14)} 이 회전 방향의 스프링은 결합부의 위 평 등에 의해 부가로 발생하는 유연성을 고려하기 위해 사용되는데, 이 스프링의 강성을 평가하는 절차는 다음과 같다.

루프 레일의 양단을 고정하고 센터 필라의 끝에 정적 모멘트 M 을 가하는데, 먼저 2절의 상세 셀 유한 요소 모델로부터(이하 셀 모델) 전체 시스템의 유연성을 구한다. 그리고 같은 하중 조건에 대해 가상의 스프링이 없는 보로만 구성된 모델(보-강결합 모델)로부터 보-스프링 모델의 보 자체의 유연성을 구한 후, 그 차이로부터 가상의 스프링의 유연성(강성의 역)을 구하게 된다. x, y, z 방향의 3 방향으로 단위 모멘트($1\text{kg mm}^2/\text{s}^2$)를 가한 후 그 점에서 회전각을 셀 모델, 보-강결합 모델로부터 구하여 이를 각각 ϕ 와 ψ 로 놓으면 다음의 결과를 얻게 된다.

$$\{\psi\} = [F^{Rigid}]\{M\} \tag{1}$$

$$\{\phi\} = [F^{Shell}]\{M\} \tag{2}$$

식 (1), (2)에서 $[F^{Shell}]$ 은 셀 상세 모델에서 구한 전체계의 유연성 행렬이고, $[F^{Rigid}]$ 는 보-

강결합 모델에서 구한 보만의 유연성 행렬이며, 그 크기는 다음과 같다.

$$[F^{Shell}] = \begin{bmatrix} 6.959 \times 10^{-10} & 1.421 \times 10^{-11} & -3.147 \times 10^{-11} \\ & 1.332 \times 10^{-10} & -1.533 \times 10^{-10} \\ sym & & 4.092 \times 10^{-10} \end{bmatrix} \tag{3}$$

$$[F^{Rigid}] = \begin{bmatrix} 9.554 \times 10^{-11} & 1.149 \times 10^{-12} & -2.528 \times 10^{-12} \\ & 2.446 \times 10^{-11} & -1.667 \times 10^{-11} \\ sym & & 5.666 \times 10^{-11} \end{bmatrix} \tag{4}$$

$[F^{Shell}]$ 과 $[F^{Rigid}]$ 의 차이는 결합부위의 가상 스프링의 회전 유연성으로 $[F^{bini}]$ 행렬의 역을 취하면 결합부만의 강성 $[K^{bini}]$ 을 얻게 된다.

$$[F^{bini}] = [F^{Shell}] - [F^{Rigid}] \tag{5}$$

$$[K^{bini}] = [F^{bini}]^{-1} = \begin{bmatrix} 1.672 \times 10^9 & -5.529 \times 10^7 & 1.159 \times 10^8 \\ & 1.793 \times 10^9 & 6.943 \times 10^9 \\ sym & & 5.537 \times 10^9 \end{bmatrix} \tag{6}$$

그러나, 유한 요소 해석시 식 (6)과 같은 형태로 스프링 강성을 입력하면 매우 번거로우므로, 다음과 같이 고유치 문제를 풀어 주강성 방향과 주강성 값을 구하여 사용하는 것을 제안하고자 한다. 이와 같이 세 개의 주강성 값을 활용하여 가상의 스프링을 모델링하면 입력도 간단할 뿐만 아니라 이 가상 스프링의 물리적 특성을 쉽게 알 수 있다는 것이 큰 장점이다. 본 연구 대상의 모델에 대해 대상으로 가상 스프링의 주 강성 방향과 주 강성 값을 식 (6)의 결과를 이용하면 구하면 다음과 같다.

$$P_d = \begin{bmatrix} -0.9832 \\ 0.07797 \\ -0.1651 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -0.1826 \\ -0.4115 \\ 0.8929 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -0.001661 \\ -0.9081 \\ -0.4188 \end{bmatrix};$$

$$P_v = \begin{Bmatrix} 1.710 \times 10^9 \\ 7.539 \times 10^8 \\ 1.999 \times 10^{10} \end{Bmatrix} \tag{7}$$

식 (7)로부터 결합부위가 z 방향의 회전에 대해 상대적으로 취약하다는 것을 알 수 있다. 이러한 관찰은 조인트 단면 설계와 보강재 부착 위치나 방향 설정에 유용하게 쓰일 수 있을 것이다.

식 (7)의 결과를 이용하여 NASTRAN의 CELAS2 요소를 이용하여 보-스프링 모델을 구성한 후 루프 레일의 양단을 고정하여 진동해석을 수행하였으며, 그 결과를 상세 셀 해석과 비교해 보았다.(Table 3) Table 3을 보면 이와 같이 양단이 고정된 경우 두 해석 결과가 약 5% 이내로 근접하는 것을 알 수 있다.

3.2 3개의 연성 스프링으로 모델링하는 경우

앞에서는 1개의 스프링으로 결합부의 유연성을 모델링 하였는데, 여기서는 不牧和則¹¹⁾이 제안한 3개의 연성 스프링을 이용한 모델링에 의한 결과를 살펴보고자 한다. Fig.5에서 3개의 연성 스프링을 이용한 모델을 개략적으로 그려보았다.

Fig.5의 K_{12}^{joint} , K_{23}^{joint} , K_{31}^{joint} 은 가상 스프링의 회전 강성으로 각각 3×3 행렬이며, K_1^{beam} , K_2^{beam} , K_3^{beam} 는 3개의 보 부재의 회전 강성으로 역시 3×3 행렬이다. 3개의 연성 스프링을 사용하여 센터 필라-루프 레일 조인트를 모델링할 경우 앞에서와 같이 5cm로 결합부의 크기를 취하게 되면 음의 값을 갖는 스프링을 얻게 되어 물리적으로 타당하지 않은 결과를 얻게 되었다. 이와 같은 현상은 3개의 스프링을 사용하는 경

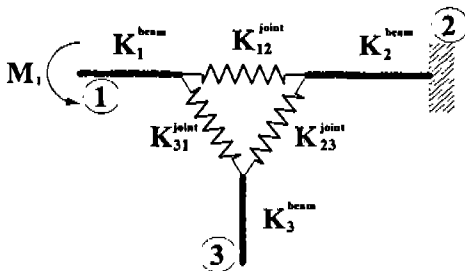


Fig.5 Joint modelling with 3 coupled rotational springs

우 나타날 수 있는 문제점인데, 본 연구에서는 25cm정도의 크기를 갖는 가상의 스프링을 채택해야만 했다.(이 때 25cm는 통상 자동차 업계에서의 조인트 부위를 결정하는 크기이다.)

3개의 연성 스프링을 이용하여 스프링 강성 평가 기법을 살펴보면, 끝단의 구속조건을 다르게 하여 세 번의 정적 해석을 수행하여야 한다.¹¹⁾ 즉, ②를 구속하고 ①에 하중(M_1)을 가하고, ③을 구속하고 ②에 하중(M_2)을, ①을 구속하고 ③에 하중(M_3)을 가하는 방법으로 세 번의 정적 해석을 수행한다. 스프링 하나만을 가정한 결합부와 마찬가지로 x, y, z 세 방향으로 단위 모멘트($1\text{kg mm}^2/\text{s}^2$)를 가하여, 하중을 가한 점에서의 회전각을 구함으로써, 스프링의 유연성 또는 강성을 구할 수 있다. 예를 들어 ②를 구속하고 ①에 단위 모멘트 M_1 을 가했을 때, 셀 상세 모델링을 통해 얻은 회전각 ϕ_{Shell} 이 보와 3개의 스프링으로 모델링하여 얻은 결과와 같아야 한다는 조건으로부터 가상 스프링의 강성인 K_{12}^{joint} 등을 구하는 식을 얻게 된다. 이를 식으로 표시하면,

$$\phi_{Shell} = \{ [K_1^{beam}]^{-1} + [K_2^{beam}]^{-1} + [K_{12}^{joint}] + [K_{23}^{joint}]^{-1} + [K_{31}^{joint}]^{-1} \}^{-1} M_1 \quad (8)$$

그리고 결합부의 유연성을 무시하여 보-강결합한 모델링에 의한 회전각 ψ_{Rigid} 는 다음의 식으로 표시되므로

Table 3 Comparison of the natural frequencies obtained from the shell and beam-spring models for the center pillar-rocker rail joint with both ends fixed.

Mode Type	Shell	Beam-Spring
Bending Mode(x -dir)	5.15 Hz	5.03 Hz
Bending Mode(y -dir)	17.83 Hz	16.59 Hz
Torsion Mode(z -dir)	69.25 Hz	69.84 Hz

$$\Psi_1^{Rigid} = ([K_1^{Beam}]^{-1} + [K_2^{Beam}]^{-1}) M_1 \quad (9)$$

실제 결합부의 유연성에 의해 나타나는 부가의 회전각 $\Phi_1^{Shell} - \Psi_1^{Rigid}$ 은 다음과 같이 주어진다.

$$\Phi_1^{Shell} - \Psi_1^{Rigid} = ([K_{12}^{Joint}] + [K_{23}^{Joint}]^{-1} + [K_{31}^{Joint}]^{-1})^{-1} M_1 \quad (10)$$

이와 같은 방법을 앞에서 언급한 나머지 하중 경우에 대해 적용하면 다음의 식을 얻는다.

$$\Phi_2^{Shell} - \Psi_2^{Rigid} = ([K_{23}^{Joint}] + [K_{31}^{Joint}]^{-1} + [K_{12}^{Joint}]^{-1})^{-1} M_2 \quad (11)$$

$$\Phi_3^{Shell} - \Psi_3^{Rigid} = ([K_{31}^{Joint}] + [K_{12}^{Joint}]^{-1} + [K_{23}^{Joint}]^{-1})^{-1} M_3 \quad (12)$$

식 (10), (11), (12)에서 Φ^{Shell} , Ψ^{Rigid} 는 이미 유한 요소 해석으로부터 구해 놓은 결과이므로 이를 연립하여 결합부 강성 K_{12}^{Joint} , K_{23}^{Joint} , K_{31}^{Joint} 을 구할 수 있다.

이와 같은 방법의 해석으로 셸 상세 모델에서 세 개의 회전 변위 행렬을 구한 값은 다음과 같다.

$$[\Phi_1^{Shell}] = \begin{bmatrix} 4.018 \times 10^{-9} & -6.656 \times 10^{-12} & 1.100 \times 10^{-11} \\ & 1.305 \times 10^{-10} & -6.735 \times 10^{-11} \\ sym & & 7.898 \times 10^{-11} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$[\Phi_2^{Shell}] = \begin{bmatrix} 2.150 \times 10^{-9} & 4.128 \times 10^{-12} & -4.064 \times 10^{-11} \\ & 2.153 \times 10^{-10} & -2.015 \times 10^{-10} \\ sym & & 4.607 \times 10^{-10} \end{bmatrix} \quad (14)$$

$$[\Phi_3^{Shell}] = \begin{bmatrix} 1.348 \times 10^{-9} & -1.585 \times 10^{-11} & -1.393 \times 10^{-11} \\ & 1.976 \times 10^{-10} & -1.917 \times 10^{-10} \\ sym & & 4.497 \times 10^{-10} \end{bmatrix} \quad (15)$$

행렬은 다음과 같다.

$$[\Psi_1^{Rigid}] = \begin{bmatrix} 1.500 \times 10^{-10} & -4.628 \times 10^{-14} & 6.911 \times 10^{-14} \\ & 3.355 \times 10^{-11} & -3.372 \times 10^{-11} \\ sym & & 6.117 \times 10^{-11} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$[\Psi_2^{Rigid}] = \begin{bmatrix} 1.102 \times 10^{-10} & 1.645 \times 10^{-13} & -9.622 \times 10^{-13} \\ & 3.306 \times 10^{-11} & -2.702 \times 10^{-11} \\ sym & & 7.370 \times 10^{-11} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$[\Psi_3^{Rigid}] = \begin{bmatrix} 7.872 \times 10^{-11} & 1.497 \times 10^{-12} & -2.926 \times 10^{-12} \\ & 2.602 \times 10^{-11} & -1.997 \times 10^{-11} \\ sym & & 1.997 \times 10^{-11} \end{bmatrix} \quad (18)$$

위의 식 (13)~(18)을 식 (10)~(12)에 대입하여 결합부 강성 K_{12}^{Joint} , K_{23}^{Joint} , K_{31}^{Joint} 을 구하면 다음과 같다.

$$[K_{12}^{Joint}] = \begin{bmatrix} -0.110 \times 10^9 & -0.110 \times 10^9 & -0.390 \times 10^9 \\ & 27.00 \times 10^9 & 55.55 \times 10^9 \\ sym & & 162.7 \times 10^9 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$[K_{23}^{Joint}] = \begin{bmatrix} 0.619 \times 10^9 & -0.107 \times 10^9 & 0.012 \times 10^9 \\ & 5.545 \times 10^9 & 2.621 \times 10^9 \\ sym & & 3.020 \times 10^9 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$[K_{31}^{Joint}] = \begin{bmatrix} 0.927 \times 10^9 & 0.161 \times 10^9 & 0.113 \times 10^9 \\ & 6.760 \times 10^9 & 2.621 \times 10^9 \\ sym & & 1.806 \times 10^9 \end{bmatrix} \quad (21)$$

식 (19~21)의 결과를 보-스프링 유한 요소 모델에 입력하기 위하여 식 (19~21)의 행렬에 주강성 방향과 주 강성 값을 구하게 되면 다음의 식 (22~24)로 주어진다.

마찬가지로 보-강결합 모델에서의 회전 변위

$$P_{n2} = \begin{bmatrix} -1.0000 & -0.0022 & -0.0048 \\ 0.0038 & 0.3363 & -0.9418 \\ -0.0037 & 0.9418 & 0.3363 \end{bmatrix};$$

$$P_{v12} = \begin{Bmatrix} -0.110 \times 10^9 \\ 182.6 \times 10^9 \\ 7.170 \times 10^9 \end{Bmatrix} \quad (22)$$

$$P_{n3} = \begin{bmatrix} -0.9960 & 0.0879 & 0.0128 \\ -0.0575 & -0.5288 & -0.8468 \\ 0.0677 & 0.8442 & -0.5138 \end{bmatrix};$$

$$P_{v23} = \begin{Bmatrix} 0.612 \times 10^9 \\ 1.380 \times 10^9 \\ 7.193 \times 10^9 \end{Bmatrix} \quad (23)$$

$$P_{n31} = \begin{bmatrix} -0.9888 & 0.1466 & 0.0275 \\ 0.0833 & 0.3895 & 0.9172 \\ -0.1237 & -0.9093 & 0.3974 \end{bmatrix};$$

$$P_{v31} = \begin{Bmatrix} 0.927 \times 10^9 \\ 0.656 \times 10^9 \\ 7.908 \times 10^9 \end{Bmatrix} \quad (24)$$

식 (22)의 주강성 값에서 P_{n2} 의 첫 번째 값이 음수가 나오는데 이것은 물리적으로는 무한대 강성을 갖는 것으로 해석해야 할 것이다. 여기서 구한 값으로 세 개의 결합부 회전 스프링으로 센터필라 보-스프링 3개 모델을 구성하여 루프 레일의 양단(끝단 ①과 ②)을 고정하고 진동해석을 수행하였으며, 그 결과를 Table 4에 실었다.

Table 4의 결과를 보면 상당량의 계산을 수행하여 얻은 보-스프링 3개 모델 해석 결과가 보-스프링 1개의 모델의 결과에 비해 오히려 좋지 않은 결과가 얻어짐을 알 수 있다. 이는 보-스프링 3개의 경우 주 강성의 값이 음수가 나와 이를 강결합으로 대체해야만 했기 때문이다. 따라서 일반적으로 3개의 연성 스프링을 사용하여 더 타당한 결과를 얻도록 하기 위해서 이를 뒷받침해 줄 수 있는 모델링 기법이 개발되어야 할 것

Table 4. Comparison of the natural frequencies from various modelling techniques.

Mode Type	Shell Modelling	Beam-One spring modelling	Beam-Three spring modelling
First mode	5.15Hz	5.03Hz	5.04Hz
Second mode	17.83Hz	16.59Hz	14.68Hz
Third mode	69.25Hz	69.84Hz	51.83Hz

이며, 적어도 센터 필라-루프 레일 조인트처럼 거의 직각으로 만나는 경우, 계산량만 증대시키고, 1개의 스프링을 이용한 결과에 비해 더 나은 결과를 주지 못함을 확인하였다.

3.3 보 스프링 모델의 문제점

3.1절과 3.2절에서는 루프 레일의 양단을 고정하여 진동 해석을 수행해 보았으며 그 결과가 비교적 타당한 것으로 보인다(이 경우에 대한 진동 모드도 검증해 보았음). 이러한 부재가 실제 차체의 구조재로 장착될 때, 이들의 경계단은 고정단과 자유단 사이의 경계 조건을 갖는다고 볼 수 있다. 따라서 Fig.1의 센터 필라-루프 레일 조인트의 모든 단이 자유인 경우에 대해 진동 해석을 수행해 볼 필요가 있다.

이 경우에 대한 결과를 보면 보-스프링(1개 또는 3개) 모델링하여 얻은 결과가 실험 결과나 상세 셀 유한 요소 해석 결과와 비교할 때 매우 큰 차이가 날 뿐 아니라 고유 모드가 나타나는 순서도 뒤바뀌기도 하였다. 이것은 간단한 T형 조인트^{13),14)}에서와는 상당히 다른 양상인데 이런 현상의 원인을 파악하기 위해 Fig.1의 구조가 정적하중을(루프 레일 양단 고정, 나머지 한 단에서 모멘트 작용) 받을 때, 변형 에너지가 어떻게 분포되는지를 살펴보고자 한다.

Table 5는 센터필라-루프레이 조인트와 T-조인트의 보-스프링 모델링시 모멘트가 가해질 때, 저장되는 전체 변형 에너지 중 결합부위의 가상 스프링에 저장되는 전체 변형 에너지 백분율을 보여주고 있다.(여기서 T-조인트의 형상과 크기는 참고 문헌¹³⁾에서 사용된 값을 사용하였다.)

Table 5. Strain energy concentration at the joint spring in the beam-spring model for a) the center pillar-rock-er rail joint and b) the box-beam T-joint

	Real car	T-Model
Mx applied	86.8%	61.0%
My applied	99.5%	3.13%
Mz applied	91.8%	19.6%

이 표에서 알 수 있듯이 T-조인트와는 달리 센터 필라-루프 레일 조인트에서는 모든 하중상태에 대해서 대부분의 변형 에너지가 가상 스프링에 집중되는 등 실제 물리적 현상과는 상당히 다른 양상이 나타나고 있다. 이러한 것의 주된 원인은 워핑, 찌그러짐등의 변형 양상과 점 용접의 영향 등을 현재 개발된 보 요소로는 이를 기술할 수 없기 때문이다. 따라서 현재 이를 개선한 새로운 보 요소의 개발에 대한 연구가 본 연구팀에 의하여 진행 중이다.

실제 Fig.1과 같은 부재가 차체에 사용될 때는 주위에 다른 부재가 연결되어 Table 5에서와 같은 변형에너지 집중현상에 의한 문제점이 상당히 완화될 수 있으나, 그 해석 결과에 주의를 요해야 할 것이다.

4. 결 론

본 논문에서는 센터 필라-루프 레일 조인트의 저 주파수 대역에서의 진동 해석을 위한 관련 모델링 기법과 그 문제점을 살펴보았다. 먼저, 결합부의 센터 필라에 대한 상세 유한 요소 모델링 기법에 있어서는 실험 결과와 해석 결과를 일치시키기 위해 점 용접부 모델링을 수정하는 현실적 개선법을 제안하였다. 그리고, 조인트의 보-스프링 모델링에 있어서는 1개의 가상 스프링을 이용하는 모델링 방법이 3개의 연성 스프링을 이용한 모델링 방법보다 더 만족스러운 결과를 주었다. 그러나, 이러한 보-스프링 모델에서는 기존의 보 요소가 물리적인 현상을 제대로 기술

할 수 없기 때문에, 대부분의 변형 에너지가 가상 스프링에 지나치게 집중되는 것을 보였으며, 이러한 문제점을 개선하기 위한 후속 연구, 특히 새로운 보 이론이나 요소에 대한 연구의 필요성을 강조하였다.

후 기

본 연구는 통상산업부에서 시행한 G7 차세대 자동차 안전도 공통기반 기술(저소음진동 차체 설계기술 개발) 사업에 의하여 수행되었으며, 이에 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 손일선, "차체 설계를 위한 결합 강성의 인자 연구", 한국 자동차 공학회 차량 동역학 부분위원회 학술 강연 초록, pp. 5~10, 1991.
2. K. Pal and L. Donald, "Static and dynamic characteristics of spot welded sheet metal beams", Vibration of mechanical systems and the history of mechanical design, DE-Vol. 63, pp. 97~104, 1993.
3. L. Garro and V. Vullo, "Deformations car body joints under operation conditions", SAE861397, pp. 5403~5420, 1986.
4. 角南義治, 湯川陸志 and 吉田夕貴夫, "車體構造の結合剛性の解析", 自動車技術論文集, No. 43, pp. 148~153, 1990.
5. K. Lee and E. Nikolaidis, "A two dimensional model for joints in vehicle structures", Computers & Structures, Vol. 45, No. 4, pp. 775~784, 1992.
6. K. Lee and E. Nikolaidis, "Identification of flexible joints in vehicle structures", AIAA Journal, Vol. 30., No. 2, pp. 482~489, 1992.
7. K. Lee, "Modelling and identification of flexible joints in vehicle structures", Ph. D. Dissertation, Virginia Polytech. Insti-

- tute and state univ., 1992.
8. Y. Sunami, T. Yugawa and Y. Yoshisa, "Analysis of joint rigidity in-plane bending of plane-joint structure", JSAE Review, Vol. 9, No. 2, pp. 44~51, 1988.
 9. Y. Sunami, T. Yugawa and Y. Yoshisa, "Analysis of joint rigidity out of plane bending of plane-joint structure", JSAE Review, Vol. 11, No. 3, pp. 59~66, 1990.
 10. M. E. M. El-Sayed, "Calculation of joint spring rates using finite element formulation", Computers & Structures, Vol. 33, No. 4, pp. 977~981, 1989.
 11. 不牧和則, "相對剛性による構造物の表現と Saint Venant의 原理", 日本機械學會論文集, No. 43, pp. 138~142, 1990.
 12. 高橋邦弘, "相對剛性による構造物の表現と Saint Venant의 原理", 日本機械學會論文集 (A篇), 52卷 484호, pp. 2615~2621. 昭 61.
 13. 김윤영, 김진홍, 강정훈, 임홍재, "박스 보 T형 조인트의 강성 평가에 관한 연구", 한국 자동차 공학회 논문집, 제3권, 제4호, pp.68~77, 1995.
 14. Y. Kim, H. Yim, J. Kang and J. Kim, "Reconsideration of the Joint Modelling Technique : In a Box-Beam T-Joint", SAE Conference, pp. 275~279, 1995.
 15. B. Ken, R. Ken, K. Mark and R. Suzanne, "Using design oprimization in modal testing and analysis", Sound and Vibration, pp. 14~20, June, 1994.
 16. 김윤영, 강정훈, 송상헌, "접 용접부의 유한 요소 모델링과 FEM/Experiment 결과 비교", 서울대학교 공과대학 기계설계학과 기계구조연구실 연구보고서, 96-01, 1996.
 17. SDRC, *Exploring I-Deas simulation*, 1993.