

〈논 문〉 SAE NO. 98370001

# 결합부 해석을 이용한 전기자동차 구조물의 모델링 및 최적화

## The Modeling and the Optimization of an Electrical Vehicle using Joint Analysis

이 광 원\*, 이 권 회\*\*, 박 영 선\*\*, 박 경 진\*\*\*  
K. W. Lee, K. H. Lee, Y. S. Park, G. J. Park

### ABSTRACT

Currently, computational analysis is a popular technology in automobile engineering. Finite element analysis is an excellent method for body analysis. For finite element analysis, accurate modeling is very important to obtain precise information. Stick modeling is a convenient way in that it is easy and simple. When a stick model is utilized, the joints are modified in the tuning process. A tuning method for the joint has been developed. The joints are modeled by designated beam elements and the beam properties are tuned to have target values which are evaluated from experiments. An optimization method called "Goal Programming" is employed to impose the target values. With the tuned joints, the entire optimization has been carried out. Using the "Recursive Quadratic Programming" algorithm, the optimization process determines the configuration of the entire structure and sizes of all the sections. For example, the structure of an electrical vehicle is modeled and analyzed by the method. The stick model works well since the structure is made of aluminium frames. Although the example handles an electrical vehicle, this method can be applied to general vehicle structures.

주요기술용어 : Stick Model(스틱 모델), Joint Analysis(결합부 해석), Experimental Values(실험치), Structural Optimization(구조 최적 설계)

### 1. 서 론

미국에서 70년대에 발표한 Clean Air Act법

\* 한양대학교 대학원 기계설계학과

\*\* 정회원, 대우자동차

\*\*\* 정회원, 한양대학교 기계공학과

안과 캘리포니아 주의 저공해차와 청정연료 공급에 관한 규제안으로 인해 전세계적으로 무공해차인 전기자동차의 개발이 추진되고 있는 상황이다. 현재, 전기자동차는 축전지나 모우터, 인버터 등의 전기적 시스템과 그에 따른 구성요소들의 개발에 역점을 두고 있는데, 이와 같은 전기

장치들로 인해 차체 무게가 내연기관 자동차에 비해 크게 증가한다. 그래서, 전기자동차에서는 큰 모터 용량을 필요로 하게 되며, 자연적으로 자동차의 전반적인 성능의 저하를 가져온다. 이와 같은 문제점으로 인해 전기자동차에 있어서 차량의 경량화는 반드시 해결해야 할 문제점이다.

본 연구에서는 효율적인 차체 경량화의 한 방법으로 유한요소해석에 기초한 구조최적설계(Structural Optimization)를 이용한다. 구조최적설계는 주어진 함수의 최소값이나 최대값을 찾는 최적화기법을 구조물의 설계에 적용한 설계방법이다.<sup>1~3)</sup> 구조최적설계는 크게 부재의 단면 크기만을 설계변수로 고려하는 치수최적설계(Size Optimization)와 구조물의 위치 등을 설계변수로 하여 그 형상을 변경할 수 있는 배치최적설계(Configuration Optimization)의 두 가지로 구별된다.

효율적인 구조최적설계를 위해 적절한 자동차 차체의 해석방법이 요구된다. 이런 이유로 자동차 차체의 해석 시 실험과 병행하여 여러 가지 시뮬레이션 방법들이 이용되고 있는데, 1970년대 이후 컴퓨터 소프트웨어와 하드웨어의 발달과 더불어 유한요소해석(Finite Element Analysis)이 일반적으로 사용되고 있다. 특히 유한요소해석은 자동차 전체 차체 뿐 아니라 극부적인 부분까지도 설계 초기단계부터 자동차의 정적 및 동적 거동을 쉽게 예측할 수 있어서 가장 널리 쓰인다.<sup>4),5)</sup> 정확한 모델링은 유한 요소 해석에서 가장 중요하다. 특히, 자동차의 설계단계에서의 많은 설계변경은 그에 따른 모델링의 수정작업이 행하여지며, 일반적으로 판/셀요소가 모델링에 이용된다. 변경된 설계사항에 상응하는 모델링과 그에 따른 해석은 많은 설계비용을 필요로 한다. 그런 이유로 설계 변경이 용이하고 해석시간이 적게 드는 보요소에 의한 모델은 큰 장점을 지닌다. 그러나, 실제 자동차의 초기 개발 단계에서의 보요소만으로 이루어진 자동차 모델은 자동차의 형상을 완벽하게 만족시킬 수 없으며, 순수한 보에 의한 모델은 판/셀요소에 의한 모델에 비해 다소 정확도가 낮다. 이 낮은 정확도는 보와

보가 만나는 지점인 결합부가 실제 구조물에 비해 강결합으로 해석되기 때문이다. Chang<sup>6)</sup>과 Lee<sup>7)</sup> 등의 연구에서 비틀림 스프링을 결합부에 장착하여 유연도(Flexibility)를 부여하였다. 김윤영<sup>8),9)</sup>은 결합부의 강성을 탄성에너지를 이용한 해석적인 방법을 통해 문제를 해결하고 있다. 본 연구 역시 실험의 결과에 의존하나, 결합부를 모델링하기 위하여 비틀림 스프링과 같은 요소를 첨가하지 않고 보요소만을 이용한다. 그러한 이유로, 앞의 많은 연구 결과들의 적용이 표준적인 결합부에 한정된 것과는 달리 임의의 여러 형태의 결합부에도 적용이 가능한 방법이다. 그러므로 실제 자동차의 형상이 단순히 보에 의해 모델링될 때, 결합부위의 모델링을 실제 자동차의 결합부 형상을 거의 그대로 유지할 수 있어서 실제 자동차의 형상에 훨씬 접근한 모델을 얻을 수 있다. 결합부해석시 결합부의 실험 강성과 일치시키기 위하여 목표 계획법(Goal Programming)<sup>10),11)</sup>이라는 최적화 기법을 이용한다. 본 연구는 정적 해석과 고유치 해석만을 수행한다. 동적 해석은 본 연구의 향후과제로 둔다.

## 2. 차체의 기초 유한 요소 모델링

전기자동차 차체를 이루는 스페이스 프레임은 기본 골조(Base Frame), 루프 프레임(Roof Frame), 서포트 프레임(Support Frame), 리어 프레임(Rear Frame) 그리고 플루어 부(Floor Part)와 배터리 트레이 부(Battery Tray Part)로 구성되어 있다.

전기자동차의 구조최적설계를 위해 먼저 유한요소모델링이 선행되어야 하며, 특히 본 연구에서는 완전한 보에 의한 모델링을 행한다. 기본 골조, 루프 프레임과 서포트 프레임은 보형상을 하고 있지만, 플루어 부와 배터리 트레이 부, 스트러트 부는 평판으로 이루어져 있다. 완전히 보에 의한 모델링을 위해, 기본골조, 루프 프레임과 서포트 프레임은 그 본래의 단면을 기초로 모델링 하였다. 플루어 부는 새로운 보로 치환하지 않고 플루어 부와 배터리 트레이 부를 구성하고 있는 보의 질량과 탄성계수를 전체 거동이 실험

치와 동일한 결과를 얻을 수 있도록 변경하였고, 스트러트(Strut)부도 보로 치환하는 과정에서 탄성계수를 플루어 부와 같은 방법으로 변경하였다. 이때 플루어 부와 배터리 트레이 부의 질량은 원래 이 부분들이 가지고 있는 질량을 고려하여 플루어 부와 배터리 트레이의 모델링시 이용되는 보요소의 밀도를 수정하였다. 또한 스트러트 부의 질량은 평판의 질량과 동일하도록 보의 단면크기를 조절하였으며, 탄성계수는 비틀림 강성 시험시 하중작용지점의 비틀림 각이 실험치와 일치되는 탄성계수를 선정하였다. 그 결과값들은 표 1과 같다.

위와 같은 물성치를 지닌 차체의 유한요소해석 결과와 판/셀에 의한 유한요소해석 결과를 표 2에 수록하였다. 굽힘과 비틀림 강성은 모두 정적 강성에 관한 것이며, 고유 진동수 해석 결과 첫 번째 모우드는 굽힘 모우드이다.

표 2의 결과는 보에 의한 초기 모델링시 평판요소를 보요소로 치환하는 과정 중 셀모델과 보로 치환된 모델의 유한요소해석 결과를 비교하고 있다. 셀에 의한 모델의 거동과 유사한 거동을 나타내는 적절한 물성치를 선택했음을 알 수 있다. 앞의 과정들을 통해 그림 1과 같이 전기자동차는 159개의 절점 및 189개의 요소로 유한 요소

모델링 되었다.

일반적으로 보에 의한 구조물은 실제 보다 강성이 더 크게 평가된다. 이것은 보와 보가 만나는 결합부위의 모델링이 실제의 결합부의 거동을 완전히 나타낼 수 없기 때문이다. 그런 이유로 완전한 보에 의한 모델은 부적절한 결합부위의 강성을 지니게 되며, 많은 자동차 연구 분야에서 이 문제를 극복하려고 노력해 왔다. 본 연구에서는 최적화 기법을 이용한 결합부 해석을 통해 결합부 문제를 해결하고자 한다.

### 3. 결합부 해석

#### 3.1 결합부 해석 절차

일반적으로 보구조물에서 결합부는 보와 보가 만나는 경우 보의 기하학적인 연속성이 없어지는 영역 또는 하중을 전달하는 부재들의 교차점 또는 접합점과 그 점에 연결된 가지부재(Attached Branch)를 포함한 형태로 정의된다. 본 연구에서 행하여진 결합부해석의 절차는 그림 2와 같다.

먼저 전기자동차의 거동을 지배한다고 판단되는 결합부가 일정한 길이로 전체구조물에서 분리된다. 전체 구조물로부터 분리된 결합부는 임의의 하중조건과 경계조건으로 보요소에 의해 유한 요소 모델링 된다. 이때 모델링된 결합부의 거동

Table 1 Material Properties of the Beam Model

|   | Al-6061                 | Floor & Battery Tray    | Strut                   |
|---|-------------------------|-------------------------|-------------------------|
| Young's Modulus (kg/mm <sup>2</sup> )           | 7,004.14                | 34,407.0                | 22,089.0                |
| Density (kg·sec <sup>2</sup> /mm <sup>4</sup> ) | 2.755×10 <sup>-10</sup> | 4.574×10 <sup>-10</sup> | 2.755×10 <sup>-10</sup> |

Table 2 F.E.M. Results

|       | Bending stiffness (mm) | Torsional stiffness (10 <sup>-2</sup> rad) | 1st Natural frequency (Hz) |
|-------|------------------------|--|----------------------------|
| Shell | 0.744                  | 0.17                                       | 34.0                       |
| Beam  | 0.883                  | 0.17                                       | 32.7                       |

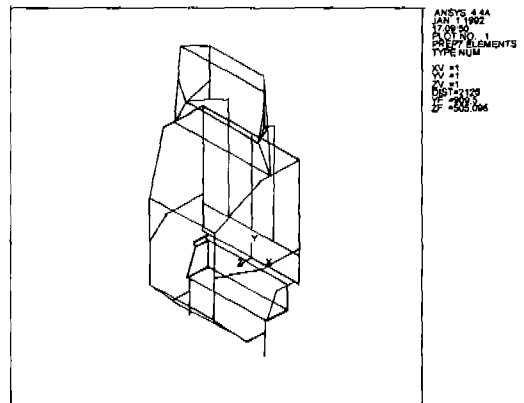


Fig.1 The Stick Model of an Electrical Vehicle with Beam Elements

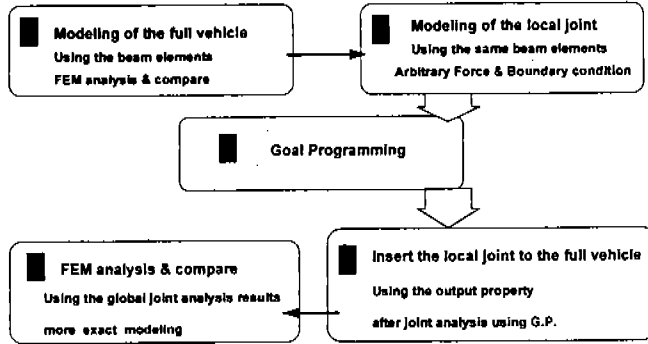


Fig.2 Procedure of the Joint Analysis Using Goal Programming

은 실제 결합부보다 강성이 큰 결과를 보여준다. 실제 결합부의 강성을 얻기 위해 최적화 방법이 이용된다. 실험이나 정밀한 유한요소모델에 의해 구한 실제 결합부의 거동과 보요소로 모델링한 구조물의 거동을 일치시킨다. 그림 3과 같이 결합부를 이루는 Beam I, Beam II, Beam III와 같은 미소 부분의 단면 치수를 변경시켜서 결합부 해석을 수행한다.

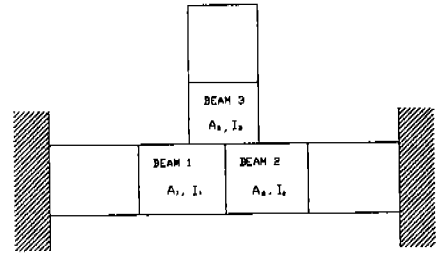


Fig.3 Modeling of a Joint

위와 같이 실제 거동과 일치된 결합부는 다시 원래의 자동차 전체 구조물로 변화된 특성을 지닌 채 삽입된다. 이때, 자동차의 전체 거동 역시 실제 자동차의 거동과 일치되는 결과를 보이게 된다.

### 3.2 최적화 기법을 이용한 실험치와의 일치

실험치와 일치되는 강성을 나타내는 결합부의 특성을 얻기 위해 구조최적화 정식을 기초로 목표 계획법이 이용되며 그 정식은 다음과 같다.<sup>11)</sup>

$$\text{find } b = \{b_1, b_2, \dots, b_n\} \quad (1)$$

$$\text{to minimize } z = (f_1(d_1^-, d_1^+), f_2(d_2^-, d_2^+), \dots, f_k(d_k^-, d_k^+), f_k(d_k^-, d_k^+)) \quad (2)$$

$$\text{subject to } g(b) + d_i^- - d_i^+ = t_i \quad (\text{for } i = (1, 2, \dots, l)) \quad (3)$$

$$\text{and } d_i^-, d_i^+ \geq 0 \quad (4)$$

위의 식에서  $b$ 는 설계변수 벡터이며,  $z$ 는 성

취 벡터(Achievement Vector) - 만일 모든 목적치(Target Value)가 만족된다면  $z$ 의 값은 0이 될 것이다 - 그리고,  $f_i(d_i^-, d_i^+)$ 는 편차 변수(Deviation Variable)들인  $d_i^-, d_i^+$ 의 가중 선형 함수(Weighted Linear Function)이다. 여기서 편차 변수  $d_i^-, d_i^+$ 는  $i$ 번째 목적치로부터의 음(-)/양(+) 편차이다.  $g(b)$ 는 설계에서 제한조건으로 고려해야 하는 구조물의 거동이나 반응치이다.  $t_i$ 는  $g(b)$ 가 만족되어야 하는  $i$ 번째 목적치(Target Value)이다. 앞의 일반적인 식들은 본 연구에서 다음과 같이 적용된다.

$$\text{find } b = \{b_1, b_2, \dots, b_n\} \quad (5)$$

$$\text{to minimize } z = (f_1(d_1^-, d_1^+), f_2(d_2^-, d_2^+), \dots, f_k(d_k^-, d_k^+), f_k(d_k^-, d_k^+)) \quad (6)$$

$$z = \sum_{i=1}^K (\omega_i d_i^- + \mu_i d_i^+) \quad (7)$$

subject to  $h_i(b) \equiv u_{i, beam} + d_i^* - d_i^{\dagger}$   
 $= u_{i, target}$  (8)

and  $d_i^*, d_i^{\dagger} \geq 0$  (9)

$u_{i, beam}$  은 결합부를 보요소로 모델링한 경우의 변위이고,  $u_{i, target}$  은 실험에 의한 변위이다. 이들 변위들은 각 구조물의 지배적인 거동을 의미하는 것으로 주로 회전변위를 선택하였다.  $\omega$ 와  $\mu$ 는 양/음의 편차 변수의 가중치로서 임의로 선정한다.  $K$ 는 편차 변수의 전체 개수로서 만족되어야 하는 거동의 개수와 같다. 이 정식은 다른 정식들에 비해 더 안정적으로 빠르게 등제조건을 만족시킨다.

### 3.3 표준 예제에의 적용

먼저 결합부의 문제로 가장 널리 쓰이는 직각 T형 결합부와 기울어진 T형 결합부에 대한 결합부 해석을 시행한다. 그림 4와 그림 5의 결합부는 Sunami<sup>15)</sup>, Lee<sup>7)</sup>, 김윤영<sup>8), 9)</sup> 등의 연구에서 사용된 모델로서 보의 단면은 그림 4와 5에서와 같이 중공사각형이며, 그림 4와 5에서  $b_1, b_2, b_3, b_4$ 로 표기된 단면의 폭과 높이 그리고 두께는 결합부해석시 설계변수가 된다.

본 연구에서는 실험에 의한 결합부 강성의 측정이 어려운 관계로 결합부를 그림 6과 그림 7 같이 판/셀의 정교한 요소로 모델링한 후 유한요소 해석으로 얻은 회전 변위를 실험치로 간주한다. 이때 판/셀요소의 유한요소 해석을 위해 상용 소프트웨어인 ANSYS Revision 5.0<sup>12)</sup>이 사용되고 이용된 요소는 SHELL63이다.

거동에 관한 실험치와의 일치율을 위하여 3.2절에서 제시된 정식들이 이용된다. 그림에서 제시한 바와 같이 경계조건과 하중조건은 각 결합부의 형태와 결합형상에 근거하여 설정하였고 하중조건은 회전변위가 측정되는 절점에 그 회전 변위에 상응하는 In-Plane과 Out-of-Plane의 하중이 작용된다. 그 결과는 표 3과 표 4와 같다.

앞의 결과들을 통해 결합점 주위의 미소 부분을 변경하여 실제 결합부의 거동과 일치되는 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 앞의 경우는

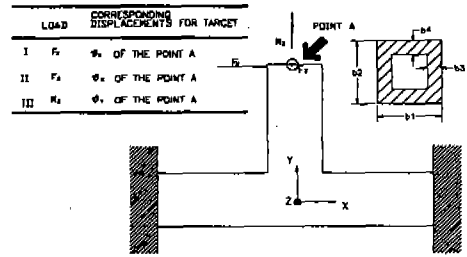


Fig.4 The T-type Box Beam

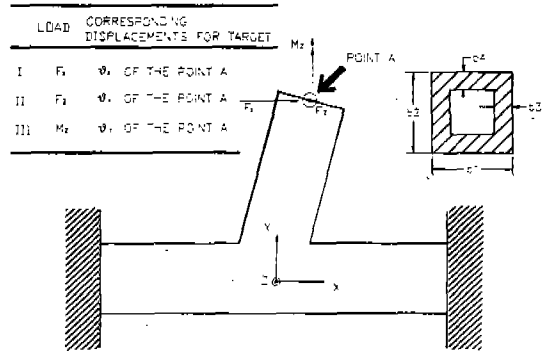


Fig.5 A Skewed T-type Joint

많은 연구에서 인용되는 표준문제이다. 그러나, 본 결합부 해석 기법은 앞의 두 예제처럼 일반적으로 인용되는 이상화된 결합부 뿐 아니라 가능한 많은 종류의 결합부에 적용이 가능하다. 표준 문제 외에 구조물에서 가능한 결합부 중 그림 8과 그림 9 같은 구석 결합부와 두개의 가지를 지닌 결합부를 대상으로 결합부 해석이 행해진다. 그 결과는 표 5와 표 6과 같다.

앞의 표에서 알 수 있듯이 본 연구에서 제시하는 방법은 결합부 형상에 제한을 받지 않고 임의의 많은 결합부들에 대하여 적용이 가능함을 알 수 있다.

### 3.4 전기자동차의 결합부 해석

앞의 결과를 토대로 전기 자동차 차체의 결합부에 대한 해석이 이루어진다. 우선 앞에서 기술된 절차에 따라 전기자동차 차체의 거동을 지배한다고 판단되는 결합부가 16개 선정된다. 자동차 차체가 대칭인 관계로 그림 12와 같이 8개의



Table 5 Result for the Corner Joint

| Displacement | Shell model | Beam model | Tuned beam model | Error (%) |
|--------------|-------------|------------|------------------|-----------|
| $\theta_y$   | -0.176e-02  | -0.183E-02 | -0.176e-02       | 0.0       |
| $\theta_x$   | 0.559e-02   | 0.363E-02  | 0.559e-02        | 0.0       |
| $\theta_z$   | -0.559e-02  | -0.363E-02 | -0.559e-02       | 0.0       |

Table 6 Result for the Joint with Two Branches

| Displacement | Shell model | Beam model | Tuned beam model | Error (%) |
|--------------|-------------|------------|------------------|-----------|
| $\theta_y$   | -0.155e-02  | -0.158e-02 | -0.155e-02       | 0.0       |
|              | -0.155e-02  | -0.158e-02 | -0.155e-02       | 0.0       |
| $\theta_x$   | 0.202e-01   | 0.619e-02  | 0.202e-01        | 0.0       |
|              | 0.209e-01   | 0.619e-02  | 0.209e-01        | 0.0       |
| $\theta_z$   | -0.200e-02  | -0.208e-02 | -0.200e-02       | 0.0       |
|              | -0.229e-02  | -0.208e-02 | -0.229e-02       | 0.0       |

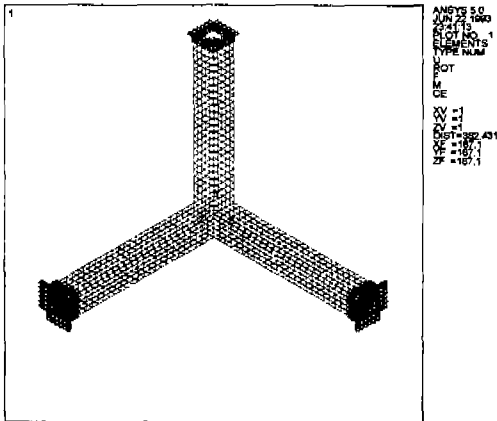


Fig.10 Shell Model of the Corner Joint

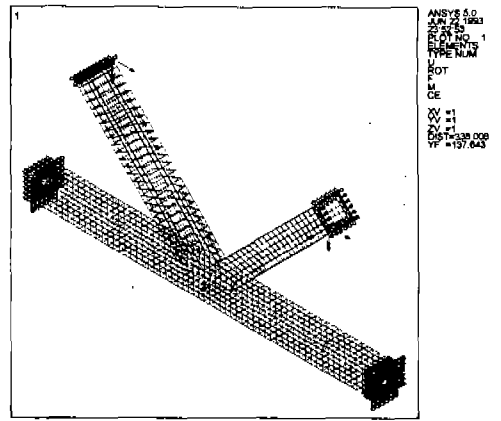


Fig.11 Shell Model of the Joint with Two Branches

결합부에 대한 결합부 해석이 수행된다. 전기자동차의 모델링에 이용된 보의 단면은 표준 예제와 같은 사각형 중공이며, 설계변수 역시 단면의 폭과 높이 그리고 두께이다.

실험 회전 변위를 얻기 위하여 자동차 차체에서 떼어낸 8개의 국부 결합부를 판/셀 요소에 의한 유한요소해석을 수행한다. 전술한 바와 같이 판/셀요소의 유한요소해석으로부터 구해진 회전변위를 기반으로 국부 결합부를 보로 모델링

을 행한 뒤에 앞 절에서 제시한 정식을 통해 실제와 가까운 거동을 나타내는 결합부를 얻는다. 회전변위는 하중이 작용하는 절점에서 측정된다. 이때 경계조건과 하중조건은 앞절의 방법과 동일하다. 해석된 8개의 결합부 중 임의의 4개의 결합부에 대한 해석 결과는 표 7~표 10과 같다.

표 9와 같이 오차가 많이 발생하는 경우는 기하학적으로 현재의 보에 의한 모델과 실제 결합부가 일치하기 어려운 경우이다. 이러한 문제점

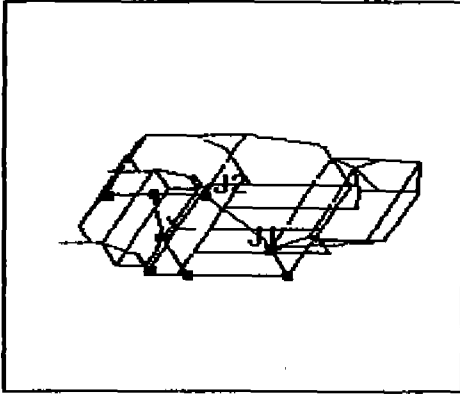


Fig.12 Eight Joints of the Electrical Vehicle

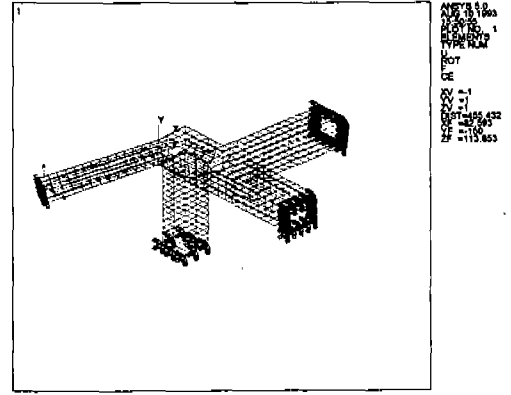


Fig.13 Shell Model of the Joint J1

Table 7 Result of the Joint Analysis for J1

| Displacement | Shell model | Beam model | Tuned beam model | Error (%) |
|--------------|-------------|------------|------------------|-----------|
| $\theta_y$   | 0.472e-02   | 0.146e-02  | 0.224e-02        | 52.5      |
| $\theta_x$   | 0.422e-02   | 0.416e-02  | 0.422e-02        | 0         |
| $\theta_z$   | 0.774e-02   | 0.430e-02  | 0.774e-02        | 0         |

Table 8 Result of the Joint Analysis for J2

| Displacement | Shell model | Beam model | Tuned beam model | Error (%) |
|--------------|-------------|------------|------------------|-----------|
| $\theta_y$   | -0.130e-01  | -0.118e-01 | -0.130e-01       | 0         |
| $\theta_x$   | 0.134e-01   | 0.104e-01  | 0.134e-01        | 0         |
| $\theta_z$   | 0.628e-03   | 0.719e-03  | 0.680e-03        | 8.3       |

Table 9 Result of the Joint Analysis for J4

| Displacement | Shell model | Beam model | Tuned beam model | Error (%) |
|--------------|-------------|------------|------------------|-----------|
| $\theta_y$   | 0.387e-01   | 0.233e-01  | 0.345e-01        | 10.9      |
| $\theta_x$   | -0.139e-01  | -0.319e-02 | -0.660e-02       | 52.5      |
| $\theta_z$   | 0.505e-03   | 0.299e-03  | 0.505e-03        | 0         |

Table 10 Result of the Joint Analysis for J5

| Displacement | Shell model | Beam model | Tuned beam model | Error (%) |
|--------------|-------------|------------|------------------|-----------|
| $\theta_y$   | 0.139e-01   | 0.177e-01  | 0.139e-01        | 0         |
| $\theta_x$   | -0.439e-02  | -0.514e-02 | -0.439e-02       | 0         |
| $\theta_z$   | 0.384e-03   | 0.497e-03  | 0.396e-03        | 3.12      |



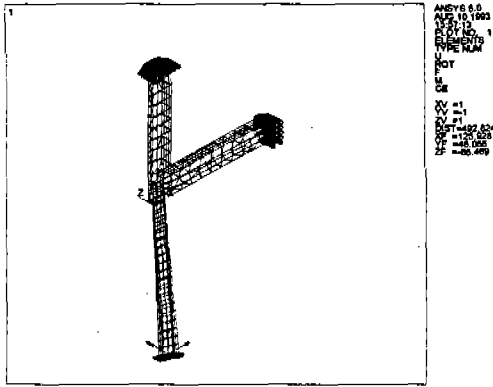


Fig.14 Shell Model of the Joint J2

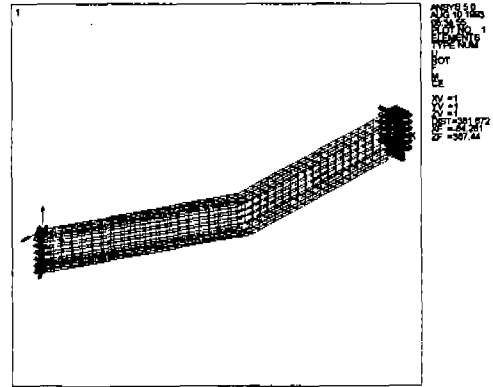


Table 11 Response of the Electrical Vehicle

|                              | Experimental | Initial beam model | Beam model using Joint analysis results | Beam model using Overall tuning |
|------------------------------|--------------|--------------------|---|---------------------------------|
| Bending (static)             | 0.744        | 0.777              | 0.935                                   | 0.712                           |
| Torsional (static)           | -0.179e-02   | -0.180e-02         | -0.170e-02                              | -0.179e-02                      |
| Natural freq. (bending mode) | 33.6         | 33.19              | 32.78                                   | 33.59                           |

$$L_i = \sqrt{(x_{i2} - x_{i1})^2 + (y_{i2} - y_{i1})^2 + (z_{i2} - z_{i1})^2} \quad (12)$$

$$\text{subject to } h_j = 0 \quad j = 1, \dots, n' \quad (13)$$

$$g_k \leq 0 \quad k = n' + 1, \dots, n_c \quad (14)$$

$$b_l^+ \leq b_l \leq b_l^- \quad l = 1, \dots, n_d \quad (15)$$

앞의 정식과 같이,  $b_l$ 는 치수최적설계변수 벡터로서 구조물을 이루는 부재들의 단면에 관한 치수들이며,  $x_i, y_i, z_i$ 는 배치최적설계변수로서 부재들의 좌표이다. 일반적인 구조최적설계에서의 목적함수  $f(b)$ 는 구조물의 무게로서 식(11), (12)는 목적함수가 각 설계변수들의 함수임을 나타내며,  $\rho, A, L_i$ 는 각각  $i$ 번째 요소의 밀도, 단면적, 길이를 나타내며, 그리고  $x_{i1}, x_{i2}, y_{i1}, y_{i2}, z_{i1}, z_{i2}$ 는  $i$ 번째 요소의 절점들의  $x, y, z$ 방향 좌표이다. 등제한조건함수  $h_j$ 는 유한요소법의 평형방정식을 이용하였고, 부등제한조건함수  $g_k$ 는 변위(Displacement)나 응력(Stress)과 같은 구조물의 반응치에 대한 제한조건함수이다.  $n_e$ 는 전체 요소의 수이며,  $n_c$ 는 전체 제한조건의 수,  $n_d$ 는 총 설계변수의 수이다.

배치최적설계에는 단면 치수, 좌표 성분등 서로 크기와 단위, 특성이 다른 다수의 설계변수가 동시에 고려되므로 이를 효율적인 제어하기 위한 기법이 요구된다. 이를 위하여 기하행렬을 정의함으로써 설계변수의 제어를 효율적으로 처리하였다.<sup>16)</sup> 먼저, 설계변수벡터를 식(16)와 같이 독립

Table 12 Design Limits

|                  | Allowable value |
|------------------|-----------------|
| Static Bending   | 0.744mm         |
| Static Torsional | 0.179E-02rad    |
| Natural freq.    | 30.0Hz          |

립 설계변수벡터  $b_l$ 와 종속 설계변수벡터  $b_d$ 로 구분한다.

$$b = \begin{Bmatrix} b_l \\ b_d \end{Bmatrix} \quad (16)$$

기하행렬은 독립 설계변수 벡터와 종속 설계변수 벡터의 관계를 규명, 연결하여 주는 행렬로서, 두 벡터간의 계수(Coefficients)들로 식(17)과 같이 구성된다.

$$\{b_d\} = [G]\{b_l\} \quad (17)$$

따라서 모든 설계변수는 소수의  $b_l$ 의 함수로 기하행렬  $[G]$ 의 기능에 따라 제어된다.

#### 4.2 치수최적설계와 배치최적설계

본 연구에서 이용된 목적함수와 제한조건들은 다음과 같다.

$$\text{minimize Weight of the vehicle} \quad (18)$$

$$\text{subject to } \delta_{bend} \leq \delta_{at} \quad (19)$$

$$\delta_{torsional} \leq \delta_{at} \quad (20)$$

$$f \geq f_{at} \quad (21)$$

식(19)의 변위에 대한 제한조건은 정적 굽힘 강성 시험시 outside threshold부에 발생하는 최대변위에 대한 제한조건을 의미하며, 식(20)은 정적 비틀림 하중이 작용되는 축의 비틀림 변위를 의미한다. 또한 식(21)는 free-free 경계 조건하에서 나타나는 최저차 고유진동수를 표시한다. 제한조건으로서 용력을 제외한 것은 본 연구에서 차체의 강성해석을 위한 하중만을 고려하였고 운행하중(Service Load) 작용시의 강도해석을 고려하지 않았기 때문이다. 특히 차체에서 발생하는 용력은 현재의 모델의 경우에 허용 한계 용력에 비해 상당히 작은 값이 발생한다. 강도 설계가 첨부된 설계는 향후 과제로 남긴다. 표 12는 각 제한 조건들에 대한 허용한계치들이다.

#### 4.2.1 치수최적설계

그림 17은 앞에서 완성된 전기자동차의 요소로만 이루어진 모델이다.

그림에서 굵은 선으로 표시된 부재들이 치수최적설계에서 최적화 되는 부재들이다. 선정된 부재들은 자동차 차체의 거동을 지배한다고 판단되는 부재들을 선정하였다. 치수최적설계에서의 설계변수는 선정된 부재들의 사각형 중공 단면의 치수인 폭과 높이 그리고, 두께이다. 서로 대칭이 되거나 동일하게 변화해야 하는 부재들은 설계 변수 연계(Design Variable Linking)를 하였고, 모든 부재들의 단면 두께  $t_1$ 과  $t_2$ 는 서로 같도록 연계하였다. 결국, 변화하는 부재의 수는 34개이며, 설계 변수의 수는 18개이다. 이들 설계 변수들의 초기치(Initial Value) 및 상한값(Upper Bound)과 하한값(Lower Bound)을 표 13에 표시하였다. 표 13에서 설계변수인 b, h, t는 각각 해당되는 부재 단면의 폭, 높이, 두께이다.

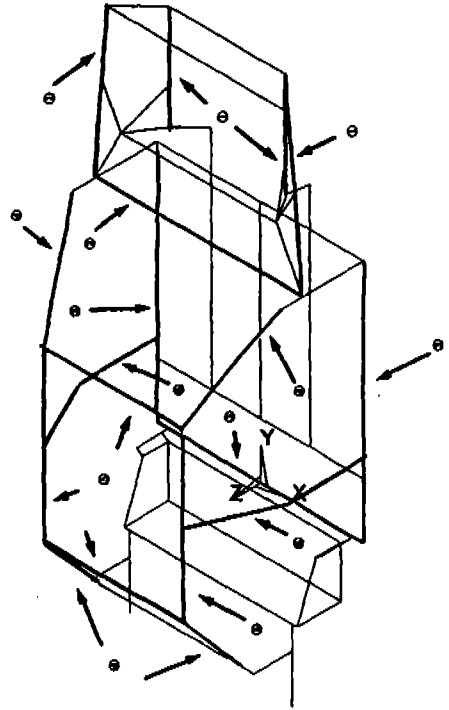


Fig.17 Design Variables of an Electrical Vehicle for Size Optimization

#### 4.2.2 배치최적설계

그림 18에서 점으로 표시된 절점들을 배치최적설계시 설계변수로 채택한다.

배치최적설계에서는 치수최적설계에서 선정된 설계변수들에 더하여 구조물을 이루는 절점들의 좌표를 설계변수로 선정한다. 본 연구에서는 배치설계변수로서 지면과 수직방향의 좌표인 z 좌표값만을 선정하였다. 결국 배치최적설계에서는 설계 변수로 치수최적설계에서 취한 18개의 설계 변수와 더불어 선정된 절점의 z 좌표들을 설계 변수로 선정하였다. 설계 변수 연계에 의해 설계 변수의 수는 총 24개이다. 표 14에 좌표설계변수의 초기치 및 경계값을 표시하였다.

### 4.3 결과 및 고찰

전기자동차 차체의 치수최적설계와 배치최적설계는 표 15와 같이 결합부해석이 고려된 경우

Table 13 The Initial &amp; Boundary Values of Design Variables of Size Optimization

| Element number |   | Initial value | Lower limit | Upper limit | Element number |   | Initial value | Lower limit | Upper limit |
|----------------|---|---------------|-------------|-------------|----------------|---|---------------|-------------|-------------|
| 1              | b | 84.0          | 10.0        | 200.0       | 4              | b | 45.0          | 10.0        | 200.0       |
|                | h | 70.0          | 10.0        | 200.0       |                | h | 35.0          | 10.0        | 200.0       |
|                | t | 5.0           | 2.0         | 10.0        |                | t | 4.0           | 2.0         | 10.0        |
| 2              | b | 70.0          | 10.0        | 200.0       | 5              | b | 60.0          | 10.0        | 200.0       |
|                | h | 70.0          | 10.0        | 200.0       |                | h | 30.0          | 10.0        | 200.0       |
|                | t | 5.0           | 2.0         | 10.0        |                | t | 3.5           | 2.0         | 10.0        |
| 3              | b | 100.0         | 10.0        | 300.0       | 6              | b | 80.0          | 10.0        | 200.0       |
|                | h | 70.0          | 10.0        | 200.0       |                | h | 38.0          | 10.0        | 200.0       |
|                | t | 7.0           | 2.0         | 10.0        |                | t | 5.0           | 2.0         | 10.0        |

Table 14 The Initial &amp; Boundary Values of Design Variables of Configuration Optimization

| Node number | Initial value | Lower limit | Upper limit | Node number | Initial value | Lower limit | Upper limit |
|-------------|---------------|-------------|-------------|-------------|---------------|-------------|-------------|
| a           | 1,010.19      | 850.0       | 1,300.0     | d           | 420.6         | 420.6       | 420.6       |
| b           | 573.0         | 400.0       | 750.0       | e           | 532.82        | 350.0       | 750.0       |
| c           | 420.6         | 300.0       | 550.0       | f           | 609.5         | 400.0       | 800.0       |

와 고려하지 않은 경우의 총 4가지 경우에 대하여 수행된다.

#### 4.3.1 치수최적설계

선정된 모든 부재에서 단면의 두께는 하한에 도달한다. 이것은 치수최적설계의 경우 단면의 두께는 목적함수인 중량과 주어진 제한조건에 가장 민감하기 때문이다.

그림 17에서의 ①번 요소와 ②번 요소의 단면은 크게 감소된다. 특히 CASE III의 경우 CASE I의 경우보다 단면의 치수가 크게 감소되며, ②번 요소의 단면은 거의 초기치에 비해 1/7정도로 감소된다. 결국, ②번 요소는 제한 조건의 영향을 받지 않고 중량을 최소화하는 목적함수에 주로 영향을 받았으며, 차체의 전체 거동에 큰 영향을 주지 못함을 알 수 있다. 특히 이 부분은 자동차 차체의 앞쪽의 부재들이 치수최적설계에서 설정한 굽힘하중시의 제한조건에 영향을 거의 받지 않으나, 반면 비틀림하중시의 제한조건에 대하여 설계 초기치부터 잘 만족되므로 큰 폭으

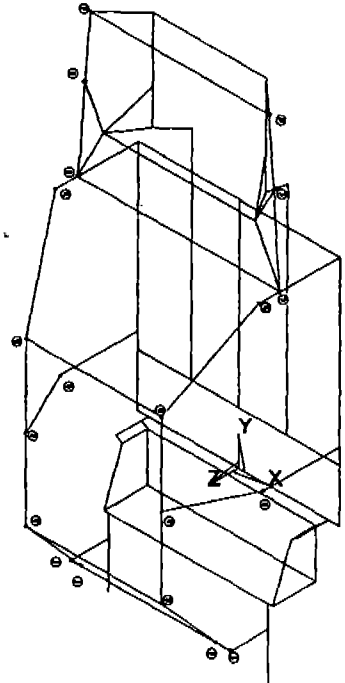


Fig.18 Design Variables of an Electrical Vehicle for Configuration Optimization

Table 15 Optimization Cases Classified by Constraints

| Case number | Constraints  |
|-------------|--|
| Case I      | Displacement+Frequency constraint in size optimization, without joint analysis         |
| Case II     | Displacement+Frequency constraint with configuration variables, without joint analysis |
| Case III    | Displacement+Frequency constraint in size optimization, with joint analysis            |
| Case IV     | Displacement+Frequency constraint with configuration variables, with joint analysis    |

Table 16 Results of Size Variables for Case I and Case III

(Unit : %)

| Element number |   | Case I | Case III | Element number |   | Case I | Case III |
|----------------|---|--------|----------|----------------|---|--------|----------|
| 1              | b | -2.4   | -71.7    | 4              | b | 131.2  | 45.0     |
|                | h | -80.0  | -68.8    |                | h | -0.3   | 49.9     |
|                | t | -60.0  | -60.0    |                | t | -50.0  | -50.0    |
| 2              | b | -81.7  | -85.7    | 5              | b | 28.3   | -16.4    |
|                | h | -78.5  | -76.5    |                | h | 5.9    | 88.0     |
|                | t | -60.0  | -60.0    |                | t | -42.9  | -42.9    |
| 3              | b | 165.2  | 35.77    | 6              | b | 0.4    | 23.4     |
|                | h | 3.42   | 44.9     |                | h | 76.2   | 45.0     |
|                | t | -71.40 | -71.4    |                | t | -60.0  | -60.0    |

Table 17 Result of Size Optimization

|      | Initial   | Case I           | Case III         |
|------|-----------|------------------|------------------|
| Cost | 5.775E+01 | 2.9870E+01(-48%) | 2.1918E+01(-62%) |

로 부재의 단면이 감소된다고 판단된다. 결과는 표 16과 같다.

CASE III의 결합부 해석 후의 차체의 중량이 62%로 48%인 CASE I보다 더 감소한다. 이것은 결합부 해석과 전반적인 결합부 해석으로 초기 설계조건이 CASE I보다 CASE III가 주어졌던 제한조건을 덜 위반하므로 더 넓은 범위에서 해를 찾을 수 있기 때문이다.

4.3.2 배치 최적설계

전반적인 경향은 치수최적설계와 동일하다. 마찬가지로 모든 부재의 단면 두께는 설계변수의 하한값을 취한다. ①번 요소와 ②번 요소는 큰 폭으로 단면의 치수들이 줄어든다. 역시 ②번 요소의 단면의 치수들은 거의 1/7정도로 감소되

었다.

위의 표에 의하면 단면 치수의 변화가 치수최적설계에 비해 작았다. 이것은 치수최적설계보다 배치최적설계에서는 배치설계변수의 추가로 인하여 부재의 큰 변화를 막고 전체적으로 제한조건을 효과적으로 고르게 분산시키는 결과를 얻었기 때문이다.

결국 가능한 한 차체가 납작한 것이 작은 중량으로도 강한 강성을 가질 수 있음을 알 수 있다. 앞 절의 경우와 유사하게 CASE IV의 경우 63%의 중량감소로 CASE II의 59.4%보다 좋은 결과를 보이고 있다. 특히, 배치최적설계시 배치설계변수에 의해 각 경우 별로 수렴치의 차이가 크지 않고, 치수최적설계에 비해 더욱 많은

Table 18 Results of Size and Configuration Variables for Case II and Case IV

(Unit : %)

| Element number |   | Case II | Case IV | Element number |       | Case II | Case IV |
|----------------|---|---------|---------|----------------|-------|---------|---------|
| 1              | b | -65.2   | -69.7   | 5              | b     | -6.0    | -12.1   |
|                | h | -70.3   | -68.5   |                | h     | 55.1    | 81.7    |
|                | t | -60.0   | -60.0   |                | t     | -42.9   | -42.9   |
| 2              | b | -85.7   | -85.0   | 6              | b     | -5.9    | 22.3    |
|                | h | -84.8   | -85.4   |                | h     | 28.3    | 26.0    |
|                | t | -59.8   | -60.0   |                | t     | -60.0   | -60.0   |
| 3              | b | 86.5    | 28.6    | a              | -6.6  | 2.3     |         |
|                | h | 25.5    | 46.6    | b              | -0.05 | 5.4     |         |
|                | t | -71.4   | -71.4   | c              | -28.7 | -10.9   |         |
| 4              | b | 65.46   | 26.3    | d              | 0.0   | 0.0     |         |
|                | h | -4.5    | 40.0    | e              | -4.3  | -0.5    |         |
|                | t | -50.0   | -50.0   | f              | -10.7 | -0.06   |         |

Table 19 Result of Configuration Optimization

|      | Initial   | Case II            | Case IV          |
|------|-----------|--------------------|------------------|
| Cost | 5.775E+01 | 2.3471E+01(-59.4%) | 2.1354E+01(-63%) |

중량 감소를 이루고 있다.

## 5. 결 론

전기자동차의 유한 요소 모델링과 최적화의 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 자동차 프레임 구조물의 해석 시 보요소를 이용한 유한 요소 모델링으로 기존의 판/셀에 의한 모델링에 비해 설계단계에서 소요되는 설계비용을 상당히 감축시킬 수 있다.
- 2) 전반적으로 차체의 중량을 줄이기 위해선 차체를 이루는 부재들의 두께는 가능한 한 작은값을 취하는 설계가 적합하며, 바닥부재의 단면 치수가 전체 자동차의 거동에 큰 영향을 주고 있으므로 설계시 신중히 고려해야 함을 알 수 있다.
- 3) 배치최적설계에서는 치수설계변수에 더해진 배치설계변수에 의해 부재단면의 큰 변

화를 막고, 차체의 최적의 형상을 얻어낸다. 즉 배치설계변수는 전체적으로 제한조건의 효과를 고르게 분산시키는 효과를 나타낸다.

- 4) 타당한 실험결과가 병행된다면 더 우수한 결과를 기대할 수 있다.

## 참 고 문 헌

1. Haug, E. J. and Arora, J. S., (1979), "Applied Optimal Design", John-Wiley & Sons, New York, NY, U. S. A.
2. Haftka, R. T., G rdal, Z., (1992), "Elements of Structural Optimization", Kluwer Academic Publishers.
3. Arora, J.S., (1989), "Introduction to Optimum Design", McGraw-Hill Book Company.
4. Kamal, Mounir M. and Wolf, Joseph A.,

- Jr., (1982), "Modern Automotive Structural Analysis", Van Nostrand Reinhold CO.
5. David, C.S., (1974), "Illustration of Automotive Finite Element Models-Statics", International Congress and Exposition, SAE Paper, No. 740004.
  6. Chang, D.C., (1974), "Effects of Flexible Connections on Body Structural Response", International Congress and Exposition, SAE Paper, No. 740041.
  7. Nikolaidis E. and Lee, K., (1992), "A 3-D Joint Model for Automotive Structures," International Congress and Exposition, SAE Paper No. 921088.
  8. Kim, Y.Y., Kang, J.H., Kim, J.H., (1995), "Reconsideration of the Joint Modelling Technique: In a Box-Beam T-Joint", International Congress and Exposition, SAE Paper No. 951108.
  9. 김윤영, 임홍재, 강정훈, 김진홍, (1993), "박스 보 T형 조인트의 강성 평가에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회, pp. 377~384.
  10. M.E.M.EL-SAYED, Jang, T.S., (1994), "Structural Optimization Using Unconstrained Nonlinear Goal Programming Algorithm," Computers & Structures, Vol. 52, No.4, pp. 723~727.
  11. 박경진, 이광원, 박영선, 이권희, 김만식, 이용래, 정태은, (1995), "최적화를 이용한 전기자동차 구조물 접합부의 특성 규명", 한국자동차공학회 추계학술대회, pp. 176~183.
  12. Swanson, J., (1994), "ANSYS Engineering Analysis System User's Manual Revision 5.0a", Swanson Analysis Systems.
  13. Thanedar, P.B., Arora, J.S., Tseng, C.H., Lim, O.K., and Park, G.J. (1986), "Performance of Some SQP Algorithms on Structural Design Algorithms", International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 23, pp 2187~2203.
  14. Arora, J.S., Tseng, C.H., 1986, "IDESIGN User's Manual Version 3.5", Optimal Design Laboratory Univ. of Iowa, Iowa City, IA.
  15. Sunami, Y., Yugawa, T., Yoshida, Y., (1990), "Analysis of Joint Rigidity of the Automotive Body Structure-Out-of-Plane Bending of Plane-Joint Structures", JSAE Review, Vol. 11, No. 3, pp. 59~66.
  16. 박영선, 양철호, 박경진, (1994), "기하행렬을 이용한 불연속구조물의 배치최적설계", 대한기계학회 1994 춘계학술대회.
  17. Park, G.J., Lee, K.H., Lee, K.W., Kim, M.S., Park, Y.S., Lee, Y.R., Jung, T.E. (1996) "Identification of Joint Properties of the Stick Model of Automobile Structures Using Optimization Technique", 3rd Asian-Pacific Conference on Computational Mechanics, Seoul, Korea, Vol. 2, pp. 1129~1133.