

## 유한요소법을 이용한 AGV 구조물의 강도해석 A Strength Analysis of the AGV Structure using the Finite Element Method

양영수\*, 이세환\*\*, 이천수\*\*

\* 전남대 기계공학과

\*\* 전남대 기계공학과 대학원

### ABSTRACT

The important parts of the developing AGV model are fabrication of each part and design technology of the body frame. In present day, design of the body frame is depend on the experience of the industry place and the systematic data and the optimal design technology of the frame for the case of model change is insufficient.

In this study, the strengths of the AGV(Automatic guided vehicle) are examined with the 3-dimensional Finite Element method. In order to verify the FE results, the computed results are compared with the experimental data from the strain-gage output data. New model designed by removing some parts of the initial model and choosing the thickness change of the rectangular-pipes.

#### 1. 서론

현재 공장자동화 설비중의 일부분으로 개발중인 AGV(automatic guided vehicle)는 제어기, 배터리, 바퀴 등의 주요 부품은 구매하고 차체 구조물을 제작하여 조립하는 시스템 사업화되

어 있다. 이러한 시스템 사업에서 중요시되는 부분은 각각의 부품을 연결하는 기술과 차체 프레임 설계기술이 요구된다. 현재 차체의 설계는 현장기술자의 감각에 의해 이루어지고 있는 실정이고, 개발 모델이 변화할 때 적절한 프레임의 설계기술이 부족한 실정이다. 또한 개발중인 AGV의 차체의 경제성을 증가시키기 위해서 최적의 설계기준이 요구되고 있다. 그러므로 AGV의 차체 구조물의 강도해석에 관한 연구를 수행하였다.

기존 AGV의 차체는 크게 2가지로 분류된다. 첫째로 승용차와 같이 골격 구조물을 사용하지 않고 판을 성형 가공하여 차체역할을 하게 한다. 이러한 형태는 형상, 강도 등 여러 측면에서 장점을 갖고 있으나 제작을 위한 금형 비용이 높기 때문에 대량생산 시에만 적용이 가능하다. 둘째로 현재 본 연구에서와 같은 방법인 골격구조물로 차체를 제작하는 방법이다. 본 연구에서는 사각파이프를 사용한 차체구조물의 강도해석에 한정하였다. 또한 골격 구조물의 형상은 이미 시제품으로 제작한 형태를 기본으로 하여 부재를 감소시키는 것을 목표로 하였다.

해석방법은 유한요소법으로 하였으며 상용 프로그램인 ABAQUS를 사용하여 강도해석을 수행하였다.

#### 2. 유한요소해석

본 문제는 탄성범위내의 응력해석인 선형문제에 어떠한 상용패키지를 사용하여도 계산결과가 비슷할 것으로 생각된다. 유한요소법을 이용한 구조물 해석에 많이 사용되는 프로그램으로 여러 가지가 있지만, 본 연구에서 사용한 상용프로그램은 ABAQUS를 사용하였다.

개발중인 AGV는 사각파이프 형태의 구조물을 사용하기 때문에 빔 요소를 사용하고 필요에 따라 자세한 응력정보가 요구되는 부분은 쉘 요소를 사용하여 모델링하였다. 요소 모델링에 사용된 프로그램은 IDEAS를 사용하였다.

### 2-1. 빔 요소(Beam element)

1차원 형상을 갖는 요소의 결합으로 이루어져 있으며 각 요소의 필요 데이터는 파이프의 형상(원형, 사각 등), 판의 두께, 관성모멘트(I) 값이 입력변수이다. 빔 요소를 사용한 요소분할 형태가 Fig.1에 나타나 있으며, 사용한 요소의 수는 1459개, 절점수는 1371개이다.

### 2-2. 쉘 요소(Shell element)

평면응력상태(plane-stress)로 가정한 판 이론을 적용하여 사각파이프를 강판으로 생각하고 요소 분할하여 계산한다. 판의 두께가 입력변수가 되고 요소분할 형태가 Fig.2에 나타나 있으며 요소 수는 3224개이고 절점수는 2894개이다.

### 2-3. 경계조건

경계조건은 Fig.3과 같이 앞쪽에는 윗부분에 100kgf의 제어기와 중간높이에 350kgf 밧데리가 있고, 뒤쪽에는 250kgf의 컨베이어와 1000kgf의 하중이(1250kgf) 앞, 뒤에서 반으로 나뉘어 작용한다고 생각하였다. 구속조건은 앞, 뒷바퀴의 지지부분을 고정하였다(화살표 표시)

## 3. 실험

수치해석의 신뢰성을 확보하기 위하여 응력 측정 실험을 하였다. 응력측정은 스트레인 게이지를 부착 후 하중을 1ton, 2ton 가하면서 스트레인 앰프를 통해 값을 읽었으며, 사용한 스트레인 게이지는 MM사의 EA-06-120LZ-120이다. 실험위치 선정을 위하여 자중 및 모든하중

조건을 제거하고 1ton, 2ton의 무게만 가해졌을 때 응력상태를 빔 요소를 사용하여 계산한 후 선정하였다. 이때의 응력상태가 Fig.4, Fig.5에 나타나었고, 이를 근거로 선정한 실험위치가 Fig.6에 나타나 있다.

측정된 스트레인 값은  $\sigma = E \epsilon$  (E:탄성계수)식을 이용하여 응력 값을 구할 수 있다. 연강의 탄성계수 값은 약 20000 kgf/mm<sup>2</sup>이고 측정된 스트레인 값은 10<sup>-5</sup> 단위이므로 측정값이 50일 때 1kgf/mm<sup>2</sup> 이다. Fig.6에 나타난 실험위치의 번호 ①-⑨의 실험 값은 Table 1.과 같다.

측정된 응력 값은 크기가 너무 적어 측정오차를 고려하면 계산결과와 정확도를 비교하는 것이 적절치 못하였다. 즉 현재 개발된 차체구조물은 과도한 안전계수를 주었다고 할 수 있다. 빔 요소의 계산결과를 실험과 비교하기가 어려워 쉘 요소를 사용하여 모델링 후 계산한 결과와 비교하였다. 하중이 1ton 일 때 응력상태가 Fig.7, Fig.8에 나타나 있으며 하중이 2ton 일 때 응력상태가 Fig.9, Fig.10에 나타내었다. 쉘 요소는 2차원 평면응력 상태이므로 2방향 응력이 존재하므로  $\sigma_{11}$ 과  $\sigma_{22}$ 가 있다. 그림에서는 S11과 S22로 구분되어 있으며 11과 22방향은 각 요소의 local 좌표이다.

계산된 응력 값의 크기가 2 kgf/mm<sup>2</sup>이하로 전체적으로 아주 미미한 응력이 작용됨을 알 수 있고, 실험에서의 값과 큰 차이를 나타내지 않고 있다. 하중이 1ton에 비하여 2ton일 때 응력은 선형적으로 거의 2배에 해당함을 알 수 있다. 또한 실험 값에서도 실험오차를 고려하면 2ton 응력 값은 1ton에 비하여 2배에 해당되고 있다. 그러므로 계산 값과 실험의 비교는 2ton 일때만 하고자 한다. 하중이 2ton일 때 차체의 변형형상이 Fig.11에 나타나 있다. 앞, 뒷바퀴에서 상하방향으로 고정하였기 때문에 뒷부분만 하단으로 처짐을 볼 수 있다. 이때 변형량의 크기를 100배 확대하여 표시하였다.

실험위치①,②의 자세한 응력분포가 Fig.12에 나타나 있다. ①위치의 실험값은 1.4kgf/mm<sup>2</sup>, 계산값은 1.6kgf/mm<sup>2</sup>으로 계산 값이 약간 크기는 하나 상당히 정확함을 알 수 있다. 그러나 ②위치는 실험 값이 1.6kgf/mm<sup>2</sup>, 계산 값이 0.3kgf/mm<sup>2</sup> 정도로 계산 값의 크기가 너무 적게 나타나고

있다. 이 차이는 앞바퀴의 경계조건 때문이다. 뒷바퀴는 쇼바가 없어 상하방향을 완전하게 구속하나, 앞바퀴는 쇼바가 있기 때문에 상하방향으로 완전한 구속을 못하고 처짐이 발생한다. 그러므로 실험 값에서 ②위치가 큰 인장응력이 작용하게 되었다. 본 연구에서는 앞바퀴에서 전혀 구속을 하지 못한다고 가정하여 경계조건을 변화후 다시 계산하였다. 앞바퀴의 구속이 제거되고 뒷바퀴에서만 구속하였을 때 변형양상이 Fig.13에 나타나있다. 뒷바퀴를 중심으로 차체전,후가 아랫방향으로 처짐을 볼 수 있다. Fig.14는 앞바퀴의 구속을 제거한 새로운 경계조건에서 실험위치①,②의 응력을 표시한다. 계산값이 ①,②모두 1.3 kgf/mm<sup>2</sup>정도로 실험값에 비하여 약간 적게 나타나고 있으나 큰 차이를 보이지는 않는다. 실제 실험조건하에서는 앞바퀴의 쇼바가 약간의 구속을 하고 있으므로 기존 경계조건과 새로운 경계조건 사이의 조건으로 생각할 수 있다. 실험값의 크기가 두 경계조건 사이에 응력 값으로 나타남을 볼 수 있다.

실험위치③은 앞바퀴 경계조건과 무관하게 계산 값은 -0.4 정도로 Fig.15에 표시되어있고, 실험값은 -0.36kgf/mm<sup>2</sup>으로 잘 일치하고 있다. 실험위치④는 응력이 일정하지 않고 변화가 있었으나 그 값이 미미하다. 실험값 0.38kgf/mm<sup>2</sup>과 별다른 차이를 나타내지 않고 있다. 실험위치⑤에서는 실험값 -0.42 kgf/mm<sup>2</sup>와 잘 일치하게 나타났다. 나머지 실험위치⑥-⑨에서도 실험값과 큰 차이를 나타내지 않았음을 알 수 있었다.

위의 실험과 계산 값의 비교에서, 전체적으로 너무나 적은 값의 응력이 작용하여 대부분이 오차범위내 이므로 약간의 문제점은 내포하고 있지만 대체적으로 계산결과를 신뢰할 수 있을 것으로 생각된다. 다만 계산시 앞바퀴의 쇼바의 처짐을 고려하기 위하여 앞바퀴를 자유단으로 하는 경계조건에 대해서도 계산후 검토해야한다.

#### 4. 결과 및 토의

##### 4-1. 작업하중조건

응력해석의 신뢰성이 확인되었더라도 실제작업시 AGV의 충돌, 노면불량 등 여러상태를 고

려한 작업시 하중조건을 선정하는 것이 어려운 문제이며, 하중조건 선정은 많은 경험과 데이터를 필요로 한다. 차체설계는 최대하중 상태에서 안전하도록 설계해야한다.

국내자동차 회사에서 대형차량의 설계시 사용한 하중조건을 참조하여 적절히 결정하고자 하였다. 국내자동차 회사에서 강도해석시 대부분의 의뢰하고 있는 LOTERS(Table 2.)사나 IAD사(Table 3.)에서 차량강도 설계시 사용하는 기준을 나타내었다. 여러 가지 조건이 있으나, 여기서는 설계시 중요한 3가지 경우만 소개한다.

특히, 본 연구에서는 IAD사의 3가지 조건중을 합하여 각 방향에서 가장 큰 하중이 동시에 작용한다는 가정을 하였다. 설계를 위한 하중조건은 Table 4.와 같다.

상하방향 3G의 의미는 구조물 자체무게, 밧데리, 제어기, 화물의 무게가 3배에 해당하도록 하중을 가한 것이다. 이는 노면불량에 의한 충격, 화물 적재시 충격을 고려한 것이다. 자동차에서는 쇼바가 있어 대부분의 상하방향 하중을 흡수하므로 실제 고속주행시 노면불량에도 1.5G 이하인 것으로 알려져 있다. 그러나 시제품 AGV에서는 뒷바퀴의 쇼바가 없으므로 상하방향으로 약간의 하중이 작용될 것으로 예상되거나 3G이하가 될 것으로 판단된다.

전후방향 3G, 좌우방향 2G는 상하방향과 동일하게 구조물 자체무게, 밧데리, 제어기, 화물의 무게가 중력의 2배, 3배 하중으로 작용한다는 의미이다. 이는 충돌, 급정지 등을 고려한 것으로 위의 조건이면 충분하리라 예상된다. 본 연구에서는 보다 가혹한 조건을 고려하기 위하여 위와 같은 3방향의 힘이 동시에 작용된다고 가정하여 해석하였다.

##### 4-2. 불필요 부재의 제거

이미 제작된 시제품의 강도가 과다함으로 불필요 부분을 제거하였다. 이는 시제품 제작시 경험에 의해 주로 구조물 가운데 부분을 제거한 후 계산하였다. 이때의 변형 및 응력분포가 Fig.16, Fig.17에 나타나 있다. 부재를 제거하였어도 작용응력이 5.5kgf/mm<sup>2</sup> 이하로 적은 응력이 작용된다. 앞부분 접합부에 응력이 크게 작용되고 있으므로 접합형태 바꾸어야 한다.

#### 4-3 두께의 감소

불필요 부재를 제거하였으나 아직도 강도가 충분하므로 사각관의 두께를 감소시켜서 계산하였다. 현재 사용두께는 3.2mm이며 상용으로 판매되고있는 사각관의 두께는 2.3mm, 1.6mm가 있으므로 이에 계산을 수행하였다. 두께를 2.3mm로 하였을 때 변형 및 응력분포가 Fig.18, Fig.19에 나타나 있다. 이때의 최대응력 분포도 7.5kgf/mm<sup>2</sup>이하로 충분한 강도를 지니고 있다.

두께를 1.6mm로 하였을 때 변형 및 응력분포가 Fig.20, Fig.21에 나타나 있다. 이때의 최대응력 분포도 11kgf/mm<sup>2</sup>이하로 강도에 문제가 없을 것으로 판단된다.

#### 5. 결론

현재 개발중인 AGV의 차체구조물의 최적설계를 위해 유한요소법을 이용하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 유한요소법을 이용하여 현재 시제품으로 제작된 제품의 강도 평가 결과 과도한 안전설계를 하였다.
- 2) 불필요 부재를 제거하여도 과도한 설계로 판정되었다.
- 3) 두께를 3.2mm에서 1.6mm로 변화하면 최대응력이 항복점의 반(1/2)정도에 해당하므로 기존 골격을 사용하려면 최소두께인 1.6mm 사각파이프를 사용하여도 큰 문제가 없을 것으로 판단된다.

Table 1. stress data from experiment

측정위치	하중 1 ton		하중 2 ton	
	변형율(10 <sup>-6</sup> )	응력(kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )	변형율(10 <sup>-6</sup> )	응력(kg <sub>f</sub> /mm <sup>2</sup> )
①	34	0.68	70	1.4
②	38	0.76	80	1.6
③	-10	-0.2	-18	-0.36
④	8	0.16	19	0.38
⑤	-10	-0.2	-21	-0.42
⑥	-17	-0.34	-29	-0.58
⑦	-37	-0.74	-79	-1.58
⑧	6	0.12	8	0.16
⑨	-4	-0.08	-6	-0.12

Table 2. Design bases in LOTERS company

하중조건	TL	BL	WL	안전계수
Pothole Braking	1G	-	4G	항복강도기준 1.5
Oblique Kerb Strike	4G	2.5G	1G	인장강도기준 1.5
Lateral Kerb Strike	-	2G	2G	인장강도기준 1.5

TL:전후방향, BL:좌우방향, WL:상하방향,  
G : 중력가속도

Pothole Braking : 운행중 브레이크를 제동하면서 응덩이에 빠졌을 때

Oblique Kerb Strike : 운행중 코너를 돌면서 브레이크를 제동하고 노면 턱에 부딪칠 때

Lateral Kerb Strike : 운행중 코너를 돌면서 브레이크를 제동하지 않고 노면 턱에 부딪칠 때

Table 3. Design bases in IDA company

하중조건	TL	BL	WL	안전계수
Pothole Braking	1G	-	3G	항복강도기준 1.5
Oblique Kerb Strike	3G	1.5G	1G	인장강도기준 1.5
Lateral Kerb Strike	-	2G	2G	인장강도기준 1.5

Table 4. Loading conditions for AGV

좌우방향 (1-axis)	상하방향 (2-axis)	전후방향 (3-axis)
2G	3G	3G

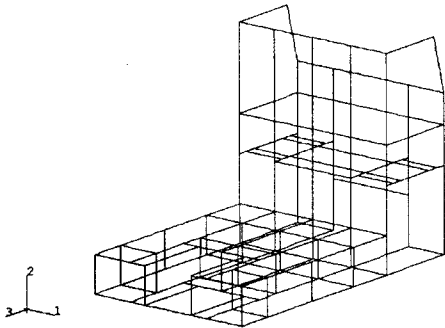


Fig.1 Mesh generation of beam element

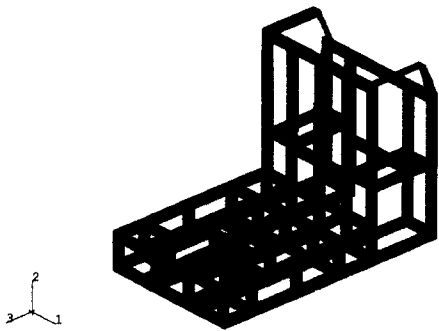


Fig.2 Mesh generation of shell element

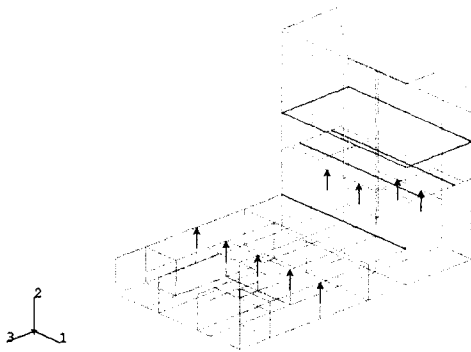


Fig.3 Boundary conditions  
(green:controller,red:battery,blue+yellow:load+convayor, arrow:constraint)

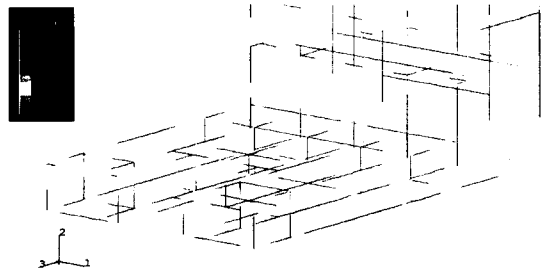


Fig.4 stress distribution for 1ton load  
(not considered self load, battery,controller)

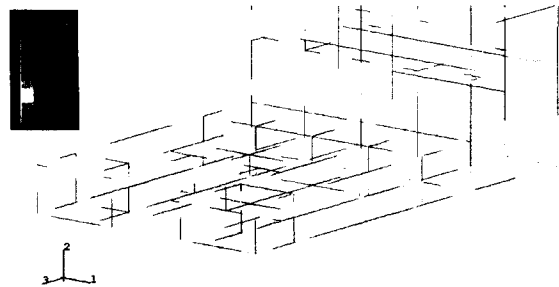


Fig.5 stress distribution for 2ton load  
(not considered self load, battery,controller)

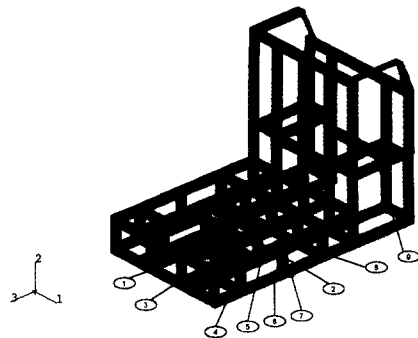


Fig.6 Attatchment position of strain -gage for the stress measurement

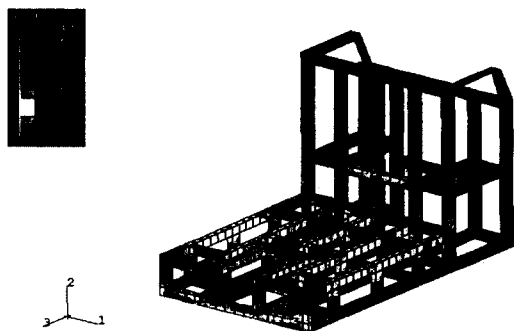


Fig.7 stress distribution of 1ton load( $\sigma_{11}$ )

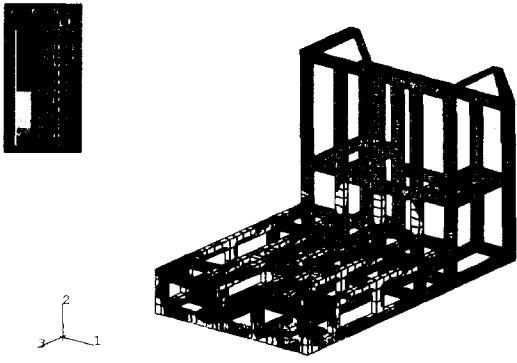


Fig.8 stress distribution of 1ton load( $\sigma_{22}$ )

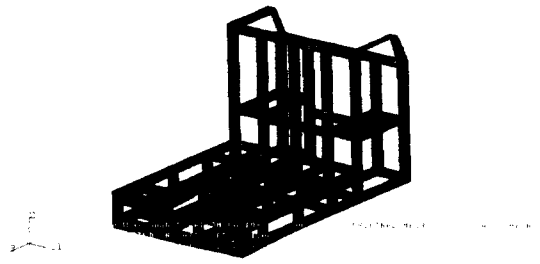


Fig.11 Deformation for 2ton load(dmag=100)

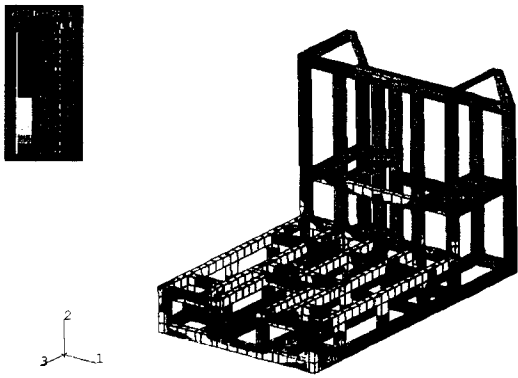


Fig.9 stress distribution of 2ton load( $\sigma_{11}$ )

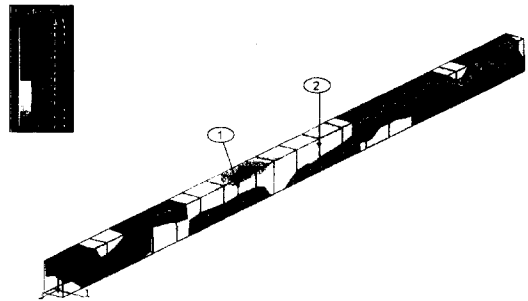


Fig.12 stress distribution at ①② position

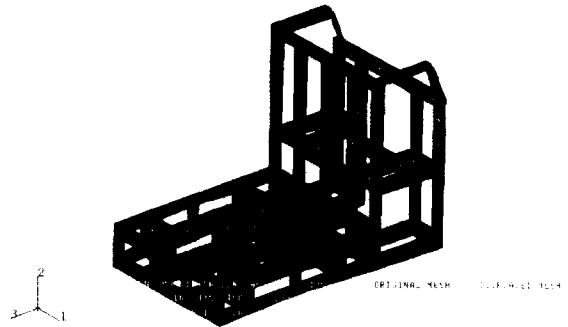


Fig.13 Deformation for 2ton load  
(at front wheel free condition)

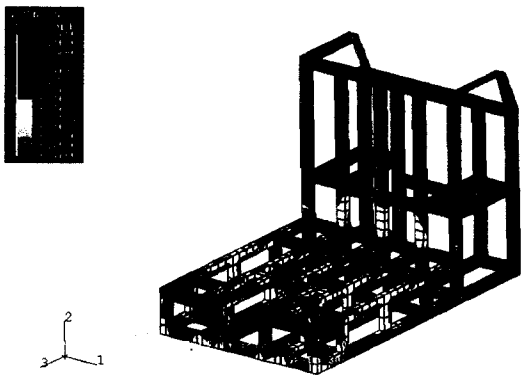


Fig.10 stress distribution of 2ton load( $\sigma_{22}$ )

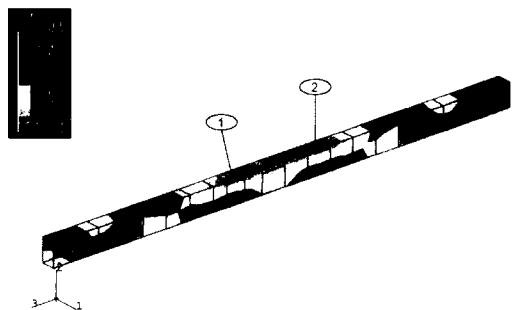


Fig.14 stress distribution at ①② position  
(at front wheel free condition)

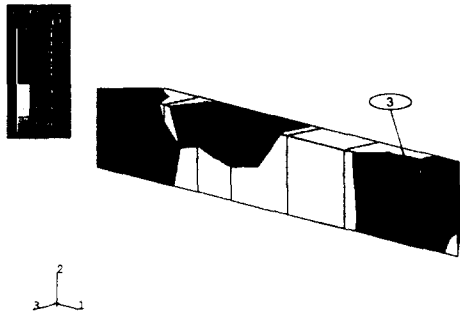


Fig.15 stress distribution at ③ position

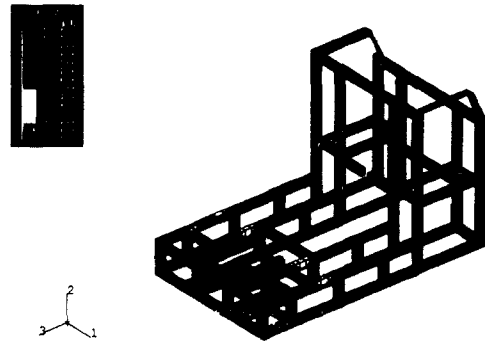


Fig.19 stress distribution for thickness change (at  $t=2.3$ , Mises stress)

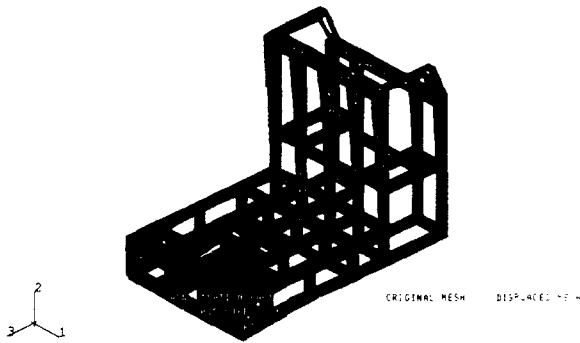


Fig.16 Deformation for remove some parts (at front wheel constraint,  $dmag=50$ )

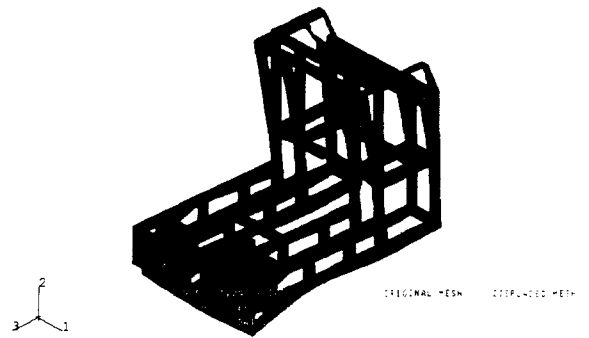


Fig.20 deformation for thickness change (at remove some part,  $t=1.6$ )

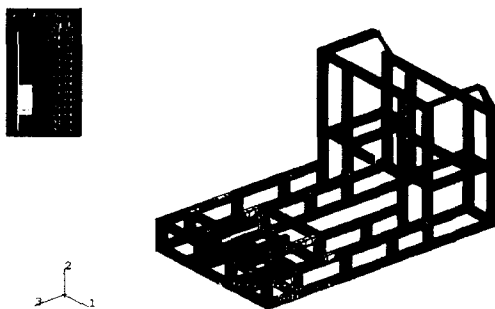


Fig.17 stress distribution for remove some parts (at front wheel constraint, Mises stress)

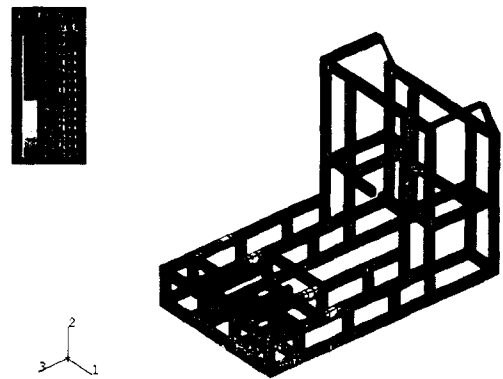


Fig.21 stress distribution for thickness change (at  $t=1.6$ , Mises stress)

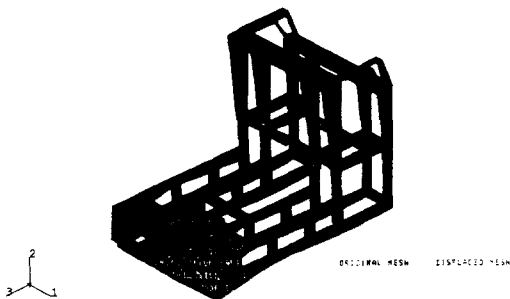


Fig.18 deformation for thickness change (at remove some part,  $t=2.3$ )