

## 유한요소해석에 의한 T형 결합구조물에서의 실하중 산출에 관한 연구

### A Study on the Practical Load with T-shape Joint Structure by the FEA

송준혁\*\*, 김경재\*\*, 박형일\*\*, 강희용\*, 김동우\*, 양성모\*  
Joonhyuk. Song, Kyungjae Kim, Hyungil Park, Heeyong Kang, Dongwoo Kim, Sungmo Yang

#### ABSTRACT

It is required more precise analysis for practical load because of complexities and varieties of vehicle structure. To establish the numerical model, many researchers have been developed designing tools for linking F.E. Analysis results and experimental results. These studies have generally focused on each experimental method or analytical method separately. There are few studies based on both methods.

This paper conceives new procedure for the determination of load direction and magnitude applied on mechanical structures. New procedure is the combination of the analytical and empirical method with analyzed strain by F.E. Analysis under unit load and with measured principal stress by strain gages under driving load, respectively. In this paper, we theorize the procedure of practical load determination and make the validity and the practicality of the procedure with the application to T-shape jointed structure. F.E. Analysis is conducted to get the principal stress on arbitrary points in the F.E. model of T-shape joint under unit load. Then experiment is carried out to get the principal stress on the same points of F.E. model. To demonstrate the actual driving condition, the load conditions are bending and torsion. From these two data sets, the magnitude, the direction and the position of load can be obtained. Theory and practice do not always coincide; since there are some errors such as ill-posedness, measuring error and modeling error in experimental data, we examine the proper method of error minimization.

주요기술용어 : Practical load (실하중), T-shape joint(T형 결합부), FEA(유한요소해석)

---

\* 회원, 전북대학교 기계공학부,  
자동차신기술연구소

\*\* 회원, 전북대학교 기계공학부 대학원

## 1. 서론

차량의 동응력 이력을 평가하는 방법으로는 크게 2 가지 방향으로 진행되어오고 있다. 첫째는 차량동력학에 의해 각 부품에 작용하는 동하중을 구하는 방법으로 최근에는 유연차체를 고려하여 보다 정확한 동하중을 산출하는 것으로 보고되고 있다.<sup>1,3)</sup>

또 하나의 방법은 차량을 유한요소 모델링 및 준정적 유한요소 모델링에 의해 과도해석(transient analysis)을 수행하여 동응력 이력을 산출하는 방법으로 거의 대부분의 부품을 유연체로 모델링함으로써 차량의 비선형적인 거동까지도 재현이 가능해지고 있다.<sup>4)</sup>

하지만 이러한 해석방법은 전산동력학과 과도해석에 반드시 필요한 노면데이터의 오차가 가지는 결점으로 인해 정량적인 결과만을 산출한다. 즉, 전산동력학과 과도해석 방법은 상대비교로 인해 이전 설계와 설계 변경사이의 상대 비교에 좋은 방법이다.

결합의 모든 것을 파악하여 설계하는 것은 불가능에 가까우며, 또 설계대로 제조, 사용되리라는 보증도 없다. 그러나 많은 경우 설계시에 결합이 없는 것을 원칙으로 한다. 즉 종래의 강도설계의 입장(응력기준)에 의해 부재의 적하능력, 사용기간을 정한 후에, 파괴역학의 입장에 의해 결합평가를 하여 구조건전성을 보증하는 것이 일반적이다.<sup>5,7)</sup> 하지만 이때까지의 연구는 순수 재질에 대한 데이터를 제공하여, 결합부를 가지는 대부분의 구조물에의 직접 적용에는 무리가 있다.

기존의 결합부에 대한 연구방법들은 결합부의 분리가 용이하지 않을 때는 해석이 불가능하고 대형 복합구조물인 경우에는 실험을 수행하는데 많은 어려움이 따른다. 또한 특정 종류의 결합부에만 적용되고 전체 구조의 특성해석에는 적용하기에 용이하지가 않다.<sup>8,11)</sup> 특히 결합부 자체의 파손을 평가하는 연구는

많이 진행되어져 왔으나, 구조물에 작용되는 외력의 크기 및 방향을 정량적으로 평가하는 기법에 대한 연구는 미흡한 실정이다.

초기 설계시 피로강도와 피로수명 설계시에 드는 비용과 시간을 줄이기 위해 이러한 실제 구조물에 작용하는 정확한 하중값이 요구되고 있다. 따라서 본 연구에서는 실제 작용하중의 결정을 Fig. 1 과 같이 3 단계로 해석하였다. 첫째는 선형정적 유한요소 모델의 여러 포인트에서 단위 하중에 의한 주응력을 계산하는 과정이다. 두번째는 첫번째 유한요소 모델과 동일 포인트에서의 실제 스트레인을 실험에 의하여 얻는 과정이다. 그리고 마지막으로, 유한요소해석으로부터 구한 주응력과 실험값을 조합하여 실하중을 결정하는 방법이다.

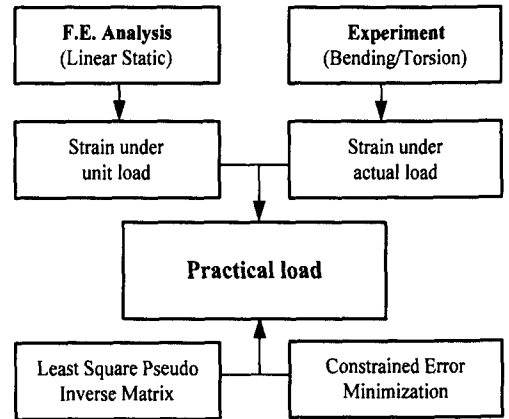


Fig. 1 Practical load determination

## 2. 실하중 해석

구조물에 작용하는 외부 하중을  $F_x, F_y, F_z$  라 하고 실제 실험을 통해 측정된 주응력을  $\sigma_x$ , 그리고 단위하중으로 해석되어 나온 응력을  $\sigma_{ix}, \sigma_{iy}, \sigma_{iz}$  라 할때 실하중방정식은



$$- 2 \varepsilon_{nz} \{ \varepsilon^1 - (\varepsilon_{nx} F_x + \varepsilon_{ny} F_y + \varepsilon_{nz} F_z) \} \quad (2c)$$

위 식을 다시 응력의 향으로 변환하고, 행렬 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n \sigma_{ix} \sigma_{ix} & \sum_{i=1}^n \sigma_{ix} \sigma_{iy} & \sum_{i=1}^n \sigma_{ix} \sigma_{iz} \\ \sum_{i=1}^n \sigma_{iy} \sigma_{ix} & \sum_{i=1}^n \sigma_{iy} \sigma_{iy} & \sum_{i=1}^n \sigma_{iy} \sigma_{iz} \\ \sum_{i=1}^n \sigma_{iz} \sigma_{ix} & \sum_{i=1}^n \sigma_{iz} \sigma_{iy} & \sum_{i=1}^n \sigma_{iz} \sigma_{iz} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \sum_{i,k=1}^n \sigma_{ix} \sigma^k \\ \sum_{i,k=1}^n \sigma_{iy} \sigma^k \\ \sum_{i,k=1}^n \sigma_{iz} \sigma^k \end{Bmatrix} \quad (3)$$

위 식(3)에 의하여 결합부에 작용하는 하중을 구하기 위해서는 실측 스트레인 값과 정적 해석에서 각 방향으로 단위하중을 가했을 때 strain gage 부착위치에서의 스트레인 값이 필요하다.

실하중은 실제 측정 스트레인에 의한 응력 데이터와 구조물 표면에서, 특히 균열이 시작되는 임의의 포인트에서의 유한요소해석에 의한 응력 데이터를 가지고 식(3)에 의해서 구할 수 있다.

만일 동일 환경에 대한 측정 데이터가 충분하다면, 측정데이터의 평균값만으로도 측정 노이즈 효과에 의한 오차를 줄일 수 있다. 측정시 분포와 평균을 알 수 없는 노이즈 특성상 실제 상황에서는 사용 가능한 데이터가 한정된다. 일반적으로 실제 결합이나 측정 노이즈로 인한 구조 파라메타의 변경을 결정하는 것은 어려운 일이다. 따라서, 하중 산출에 있어서의 오차를 줄이기 위해 오차 최소화 기법을 적용하였다.

식(4)는 식(1)에 기반을 두고 최소자승법을 이용하여 작성되었다.

$$\text{Error function} = \text{inimize} \left( \sigma^k - \sum \sigma_i F \right)^2 \quad (4)$$

측정오차에 대한 보정계수를  $\alpha$ , 스트레인 게이지 부착시 발생하는 오차에 대한 보정계수를  $\beta$  라 가정한다. 또한 시편과 모델링 오차에 대한 보정계수를  $\gamma$  라 가정한다.

본 연구에서는  $\alpha$  와  $\beta$  의 범위를 식(5)와 같이 가정하고,  $\gamma$  의 범위는 식(5)와 같이 실험과 해석에서의 최대변위의 비로 가정하여 오차최소화를 수행하였다. 단 실험과 해석 사이의 최대변위의 차가 실험값에 대해 5% 미만일 경우 보정계수  $\gamma$  값은 무시한다.<sup>12)</sup>

$$\begin{aligned} \text{MIN} \sum_{i,k=1}^n (\sigma^k - \sigma_i F)^2 = \\ [ (\sigma^1 (1 + \beta)(1 + \alpha) - (1 + \gamma) \sigma_1 F)^2 \\ + (\sigma^2 (1 + \beta)(1 + \alpha) - (1 + \gamma) \sigma_2 F)^2 \\ \dots + (\sigma^n (1 + \beta)(1 + \alpha) - (1 + \gamma) \sigma_n F)^2 ] \approx 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$|\alpha| \leq 0.05 \times \sigma^k,$$

$$|\beta| \leq 0.03 \times \max(\sigma_{EXP})$$

$$|\gamma| = \left| \frac{\max \delta_{FEA} - \max \delta_{EXP}}{\max \delta_{EXP}} \right|$$

### 3. T형 결합 구조물

구조물에 가해지는 대부분의 하중은 결합부 위 들에 집중된다. 그러므로, 스트레인게이지

는 구조물에서의 결합부위나 구석부위 같은 불연속 면상에 부착한다.

박스 형상 T 형 결합은 공학분야에서 널리 사용되는 타입이다. 따라서 본 논문에서는 Fig. 2 와 같이 횡부재(cross member)로는 O-type 을 가지고 종부재(side member)로는 Etype 을 가지고 서로 온둘레 필렛 용접되어 있는 박스 형상 T 형 결합구조물을 유한요소해석과 실험에 이용하였다.<sup>13)</sup>

시편의 재질은 SS41 이고, 그 재료의 물성치는 Table 1 에 나타내었다. Fig. 3 은 실험과 유한요소 해석에서 각각 측정되고 계산되는 응력값의 위치를 나타내고 있다. 실제 구조물은 굽힘 하중과 비틀림하중의 2 가지 타입으로 분류되는 외부하중을 받고 있다. 따라서, 본 논문에서는 (1)굽힘하중, (2) 비틀림하중의 2 가지 경우에 대하여 각각 실험과 유한요소 해석을 수행하였다.

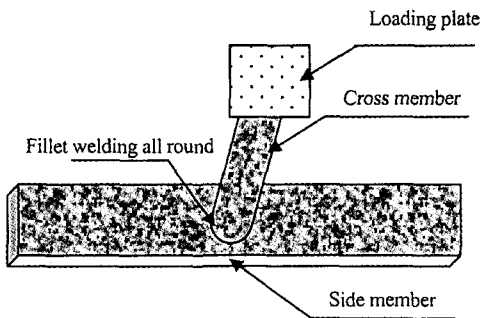


Fig. 2 Box tube T-shape joint structure ( Etype tube to side member and O-type tube to cross member with fillet welding all around)

Table 1 Material property of SS41

Material	Young's modulus(GPa)	Poisson ratio	Density ( $kg / m^3$ )
SS41	206.87	0.29	7860

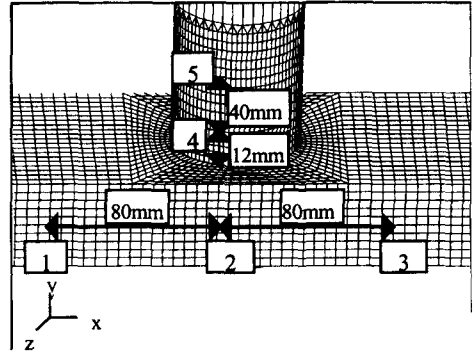


Fig. 3 The points of computing and measuring strains

### 3.1 유한요소 해석

해석된 주응력은 IBM RS-6000 장비에 MSC/ NASTRAN70.5/Linear<sup>14)</sup>를 이용하여 한요소해석에 의해 얻어졌다. 3-D 박판 구조물에 4 절점 쉘요소(절점수:6801, 요소수: 6900)를 사용하였다.

용접효과는 Fig. 4 에서 보는 바와 같이 온둘레 용접으로써 본 실험의 정적 하중이 항복강도에 미치지 못하므로 무시하기로 한다. 종부재의 길이는 고정된 양쪽 끝단의 응력중첩의 영향을 받지 않을 정도로 충분히 길게 한다.

#### 3.1.1 굽힘 하중

횡부재의 끝단의 전단중심에서, Table 2 와 Fig. 4 에서 보여지는 것처럼 좌표축을 따라 3 방향으로 단위하중(1N)을 가하였다. 전단표면상의 각 노드가 동일한 거동을 하도록 MPC 요소 (Multi Point Constraint element)를 사용하였다.

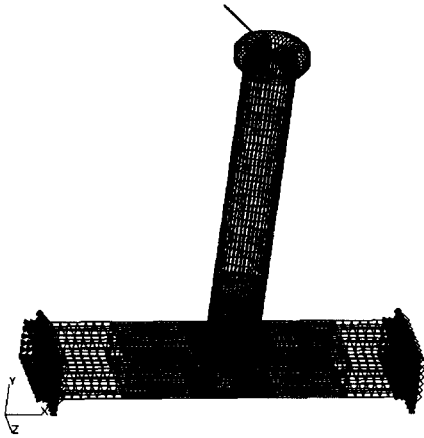


Fig. 4 Boundary conditions and loading point for bending

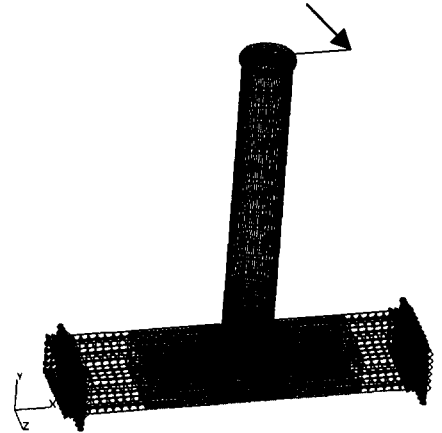


Fig. 5 Boundary conditions and loading point Torsion

Table 2 Boundary and load conditions for FEA

Boundary condition		Clamp both ends of side member
Load condition	Bending	Unit load(1N) 3 directions along coordinate axis at the shear center on the free end of cross member
	Torsion	Unit load(1N) 3 directions along coordinate axis at the end of loading plate

### 3.1.2 비틀림 하중

실제 공학 구조물에서의 비틀림하중 조건을 재현하기 위해 0.095m 의 로딩플레이트(loadng plate)를 강제 빔으로 모델링하였고, 횡부재의 끝단에 MPC 요소로 연결하였다. 따라서, 단위하중(1N)은 Table 2 와 Fig. 5 에서와 같이 강제 빔의 끝단에 3 방향의 좌표축을 따라서 작용되었다.

### 3.2 실험

실하중 실험은 1.26mm/sec 의 하중속도로 수행되었다. 그리고 지그는 I 형 빔으로 심한 하중과 노이즈에 충분히 견딜 수 있도록 제작되었으며, 응력들은 다음 2 가지 경우로 측정되었다.

- (a) 굽힘 하중이 작용할 경우
- (b) 비틀림 하중이 작용할 경우

Fig. 3 의 유한요소 모델과 동일한 시험편을 제작하였다. 종부재의 양쪽 끝단을 고정하였고, 횡부재의 자유단에 Table 3 과 같이 하중을 작용 하였다.

Table 3 Load conditions for experiments

Bending	Torsion
981N to +Z direction on the free end of cross member	981N to +Z direction at the end of loading plate of 0.095m which is welded on the end of cross member

### 3.2.1 굽힘 하중

횡부재의 자유단 끝에서 정하중(981N)이 Fig. 4 와 같이 Z 방향으로 좌표축을 따라 작용되었다.

### 3.2.2 비틀림 하중

작용하중에 대해 변형을 무시할 만큼 충분한 강도를 가진 길이 0.095m 의 로딩플레이트를 횡부재의 자유단에 용접하였다. 981N 의 하중이 Fig. 5 와 같이 로딩플레이트의 끝단에 +Z 방향으로 작용시켜 실제 구조물에서의 비틀림 하중 을 모사하였다.

### 3.3 실하중의 결정

먼저 유한요소 모델과 실험모델과의 정확도 검증 및 보정계수  $\gamma$  를 결정하기 위해 최대 변위를 비교하였다.

최대변위의 차이는 굽힘 하중시 1.3%로 유한요소 모델이 비교적 정확함을 나타내고 있다. 비틀림 하중시 16.7%로 유한요소 모델이 실제 구조물에 비교하여 큰 오차를 포함하고 있다. 본 연구에서는 이러한 모델링 오차를 인정하고 별도의 모델수정과정 없이, 실하중 산출 과정에서 이를 최소화하기 위해 오차최소화 과정을 수행하였다. 앞서 언급한 바와 같이 계산된 하중은 노이즈를 포함한 측정 데이터를 이용한 하중이므로 식(5)에 의해 실하중(practical load)으로 보정되어야 한다.

#### 3.3.1 굽힘 하중

Table 4 는 굽힘하중시의 주응력값들이고, Table 5 는 실제 가한 하중과 계산된 실하중이다. 이 경우  $\gamma$  는 1.3%이므로 식(5)에서 보정계수 중  $\gamma$  를 무시하고 오차최소화를 수행하였다. 오차최소화의 결과로써 좀더 실제 가한 하중에 근접함을 알 수 있다.

굽힘하중의 경우에 실하중은  $F_x = -196.55N$ ,

$F_y = -13.11N$ ,  $F_z = 971.17N$  가 횡부재의 끝단에 작용하는 것으로 계산되었다. Table 5 에서 실제로 981N 을 작용시킨 경우, 오차최소화 전에는 5.2%의 오차를 가지지만, 본 연구에서 제시한 식(5)에 의한 오차최소화를 통해 1.0%로 실제하중에 매우 근접한 실하중이 산출됨을 알 수 있다.

Table 4 Principal stresses under bending (unit : MPa)

Points in Fig. 3	F.E. Analysis under unit load(1N) to each direction			Experiment under 981N to +Z dir.	
	+X dir.	+Y dir.	+Z dir.		
1	Max	0.00417	0.00197	0.00890	11.5758
	Min.	-0.00358	-0.00151	-0.00640	-6.8873
2	Max	0.00241	-0.00022	0.00690	8.3692
	Min.	-0.00231	-0.00022	0.00460	4.8847
3	Max	0.00411	0.00173	0.00780	11.3828
	Min.	-0.00363	-0.00172	-0.00730	-6.0398
4	Max	0.01201	0.00530	-0.02060	-24.4983
	Min.	-0.00435	0.00141	-0.05950	-58.8725
5	Max	0.00982	0.00574	-0.00090	-3.4970
	Min.	-0.00383	0.00030	-0.04810	40.8849

Table 5 Practical loads under bending

Load	Magnitude	Error
Actual load	981 N	-
Before error minimization	1032 N	5.2 %
Practical load	991 N	1.0 %

#### 3.3.2 비틀림 하중

Table 6 은 비틀림 하중시의 주응력이고,

Table 7은 실제 가한 하중과 실하중이다. 앞과 마찬가지로, 오차최소화의 결과로써 좀더 실제 가한 하중에 근접함을 알 수 있다. 비틀림의 경우,  $\gamma$ 는 16.7%이므로 식(5)에 의한 오차최소화 수행시 최대변위의 비에 대한 보정계수  $\gamma$ 를 고려하여 하중을 계산하였다.

비틀림 하중시의 실하중은  $F_x = 74.31N$ ,  $F_y = -152.21N$ , and  $F_z = 982.16N$ 가 로딩플레이트의 끝단에 작용하는 것으로 계산되었다. Table 7에서 오차최소화 전에는 31.7%로 매우 큰 오차를 가지지만, 오차최소화 후에는 1.59%로 매우 향상된 결과를 산출 하였다.

Table 6 Principal stresses under torsion (Unit : MPa)

Points in Fig. 3		F.E. Analysis under unit load(1N) to each direction			Experiment under 981N to +Z dir.
		+X dir.	+Y dir.	+Z dir.	
1	Max	0.00354	0.00092	0.00720	6.8647
	Min	-0.00450	-0.00081	-0.00860	-10.5912
2	Max	0.00411	0.00252	0.00820	13.0428
	Min	-0.00421	-0.00314	-0.00790	-11.2776
3	Max	-0.00304	0.00185	0.00820	13.3370
	Min	-0.00604	0.00115	-0.00870	-15.3964
4	Max	0.00770	0.00055	0.00940	9.9047
	Min	0.00450	-0.00191	-0.01030	-9.4144
5	Max	0.37148	0.21732	0.05249	59.7225
	Min	-0.00015	0.00001	-0.00190	4.8053

Table 7 Practical loads under torsion

Load	Magnitude	Error
Actual load	981 N	-
Before error minimization	1292 N	31.7 %
Practical load	996.66N	1.59 %

전체구조물에 작용하는 외력을 평가하기 위해 ‘기준좌표계’에 대해 ‘하중방향’ 및 ‘해석결과’를 정리하였다. 즉 Table 4와 Table 6을 부분 구조물 기준으로 정리하면 하중 조건이 부분구조물마다 달라지게 되어 복잡하므로 전체구조물 기준으로 정리하여 일관성 있게 정리하였다. 이상의 결과로부터, 본 연구에서 제시한 실하중이력 계산기법과 오차최소화기법의 타당성이 증명되었다.

#### 4. 결론

본 연구는 차량 구조물에 작용되는 외력을 실하중이력 산출기법에 의하여 평가하는 방법에 관한 연구이다. T형 조인트 구조물에 대한 유한요소해석과 실험을 통해 구조물에 작용되는 실하중 해석 시스템을 검증하였다.

실험이나 해석과정 모두 어느 정도의 오차를 가지기 마련이나, 본 연구에서는 이러한 오차를 그대로 두고 오차를 최소화시키기 위해 측정오차에 대한 보정계수  $\alpha$ , 스트레인 게이지 부착시 발생하는 오차에 대한 보정계수  $\beta$  그리고 시편과 모델링 오차에 대한 보정계수  $\gamma$ 에 의한 오차최소화기법을 연구하였다. 실험오차 및 모델링 오차를 비교적 간단한 방법으로 평가하면서도 충분한 정확성을 가지도록 하였다.

실제 구조물에 작용하는 하중을 굽힘하중과 비틀림하중 두 가지로 나누어 해석 및 실험하였다.

굽힘하중의 경우, 비교적 정확한 값을 산출하고 있으며, 초기설계시 피로수명 및 강도해석을 위한 입력하중으로 적용 가능하다.

비틀림하중의 경우, 모델링 과정에서 발생한 오차를 최소화하는데 또 다른 보정계수가 실험과 해석사이의 최대변위의 비  $\gamma$ 를 도입하여 오차를 최소화하였다.

두 경우 모두 구조물의 동적설계변경을 위



한 재설계시 기존설계에 대하여 수정된 설계의 정동적 특성을 비교평가하는데 매우 유용하게 적용될 수 있다.

구조물의 재설계가 요구되어질 때, 본 연구에서 제안한 실하중 산출기법에 의하여 기존의 전체모델에 대해 설계변경 후 시험변경하던 방식에서 단품 모델 자체만 설계변경 후 시험하여 전체 모델에 적용하는 방법으로, 재설계에 소요되는 시간적 낭비 및 재설계 비용을 효율적으로 줄일 수 있다.

## 후 기

본 논문은 현대자동차(주)의 지원으로 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- 1) 원성우, 현천성, “노면 가진력을 이용한 차체 연결부 내구 수명 예측”, 현대자동차 학술대회 논문집, pp.242-249, 1997.
- 2) Y. Sunami, T. Yugawa and T. Yoshida, “Analysis of the Joint Rigidity of the Automotive Body Structure-Out of Plane Bending of Plane Joint Structure”, JSAE Review, Vol.11, No.3, pp. 59-66, 1990.
- 3) 김대성, 김명환, 배동호 “Spot 용접된 T형 상자형단면재의 응력해석”, 한국자동차공학회 춘계학술대회, 1999.
- 4) 孫生和夫외 3명, “Super Frame for Mmc Fuso Heavy Duty Truck”, Technical Review in Mitsubishi Motors Co., 1992.
- 5) 失川元基, “破壊力學 理論 解析から 工學的 應用まで”, 培風館, 1988.
- 6) "疲勞 強度 デ-タ集 (I) (II)", 日本材料學會, 1986.
- 7) 양성모, 강희용, 송준혁, 박정민, "인장파단 시간 및 응력측정에 의한 SAPH45의 수명예측", 한국공작기계학회 춘계학술대회 논문집, pp.269-273, 1998.
- 8) F.C.M. Menandro, E.T. Moyer, JR and H. Liebowitz, "A Methodology For Crack Tip Mesh Design", Engineering Fracture Mechanics Vol. 50, No.5/6, pp.713-726, 1995.
- 9) F.C.M. Menandro, E.T. Moyer, JR and H. Liebowitz, "A Methodology For Crack Tip Mesh Design", Engineering Fracture Mechanics Vol. 50, No.5/6, pp.703-711, 1995.
- 10) I. R. Grosse, L. D. Mitchell, "Nonlinear Axisymmetric Bolted Joints", Trans. of ASME, J. of Mech.Design, Vol.112, pp.442-449, 1990.
- 11) J. Wileman, M. Choundhury, I. Green, "Computation of Member Stiffness in Bolted Connection", Trans.of ASME, J. of Mech. Designing, Vol.113, pp.432-437, 1991.
- 12) S. M. Yang, H. Y. Kang, D. W. Kim, J. H. Song, K. J. Kim, H. I. Park, Y. S. Hwang and B. W. Hwang, "A Computational Method For Dynamic Load of T-Shape Joint Based on Static Test and Finite Element Analysis", SEM IX International Congress & Exposition on Experimental Mechanics, 2000.
- 13) 고원, “결합부 강성을 고려한 Truck Chassis Frame의 구조해석”, 기술보고서, 현대자동차(주), 1993.
- 14) MSC, “NASTRAN User’s Manual Ver.70.5”, 1999.