

< 기술논문 >

불규칙 가진시 하이브리드기법을 이용한 실동하중 해석시스템송 준 혁¹⁾ · 양 성 모^{*2)} · 강 희 용²⁾ · 유 효 선²⁾전주기계산업리서치센터¹⁾ · 전북대학교 기계항공시스템공학부 · 공업기술연구소²⁾**Analysis System for Practical Dynamic Load with Hybrid Method
under Random Frequency Vibration**Joonhyuk Song¹⁾ · Sungmo Yang^{*2)} · Heeyong Kang²⁾ · Hyosun Yu²⁾¹⁾Jeonju Machinery Research Center, 2-ga, 750-1 Palbok-dong, Jeonju-si, Jeonbuk 561-844, Korea²⁾Department of Mechanical & Aerospace System Engineering, Chonbuk National University, Jeonbuk 561-756, Korea²⁾Research Center of Industrial Technology, Chonbuk National University, Jeonbuk 561-756, Korea

(Received 7 November 2007 / Accepted 26 June 2008)

Abstract : Most structures of vehicle are composed of many substructures connected to one another by various types of mechanical joints. In vehicle engineering, it is important to study these jointed structures under random frequency vibration for the evaluations of fatigue life and stress concentration exactly. It is rarely obtained the accurate load history of specified positions in a jointed structure because of the errors such as modeling, measurement, and etc. In the beginning of design, exact load data are actually necessary for the fatigue strength and life analysis to minimize the cost and time of designing. In this paper, the hybrid method of practical dynamic load determination is developed by the combination of the principal stresses from F. E. Analysis and test of a jointed structure. Least square pseudo inverse matrix is adopted to obtain an inverse matrix of analyzed stresses matrix. The error minimization method utilizes the inaccurate measured error and the shifting error that the whole data is stiffed over real data. The least square criterion is adopted to avoid these errors. Finally, to verify the proposed system, a heavy-duty bus is analyzed. This measurement and prediction technology can be extended to the different jointed structures.

Key words : Practical dynamic load(실동하중), Quasi-static analysis(준정적해석), Hybrid method(하이브리드기법), Inverse problem(역문제), F. E. Analysis(유한요소해석)

1. 서 론

강도설계는 응력기준에 의해 부재의 적하능력, 사용기간을 정한 후에, 파괴역학의 입장에 의해 결합평가를 하여 구조건전성을 보증하는 것이 일반적이다.¹⁾ 하지만 순수 재질에 대한 데이터를 이용하여 결합부를 가지는 대부분의 구조물에의 직접 적용에는 무리가 있다.

준정적(quasi-static)해석 방법은 충분한 강성을

갖는 메커니즘(stiff mechanism)에 대해서는 좋은 해석 방법임이 입증되었다. Kahn과 Willmert²⁾는 외력을 받는 구조물의 준정적 해석을 위해 고차요소(higher order polynomial element)를 이용하였다. 연산시간을 줄이기 위해 정적축약과정을 적용하였는데, 이 방법에서 변형은 정확히 계산되지만 구조물 내에 있는 모든 링크(link)를 오직 한 가지 형태의 요소(element)로 표현해야 한다. Sanders와 Tesar³⁾는 충분한 강성을 가지면서 고유진동의 주기보다 낮은 영역에서 작동하는 대부분의 산업기계에 대해

*Corresponding author, E-mail: yangsm@chonbuk.ac.kr

서 준정적 변형해석을 할 수 있는 유효한 근사적 방법을 제안하였다. 그들은 비교적 저속으로 운동하는 구조물에 대한 유연 동력학 해석을 통해서 구한 응력과 준정적 응력해석을 통해 구한 응력이 거의 동일함을 증명하였다. 그러나 메커니즘의 링크 단면적이 작아지고 동시에 크랭크의 속도가 증가하면 진동의 영향 때문에 두 가지 해에 상당한 차이가 생기게 된다.

Shing⁴⁾는 차량구조물의 동특성 및 피로특성을 평가하기 위한 시험방법 및 장비에 관한 연구를 실시하였다. Jaeckel⁵⁾은 일정진폭 시험방법의 한계성을 규명하기 위한 실험방법에 대해 서술하였다. 하지만 이상의 방법들은 특정차량의 개발단계에서 해당차량의 동특성 해석에 한정되어지는 단점이 있으며, 결합부의 설계변화가 전체차량에 미치는 영향에 대한 평가는 사실상 어렵다. 즉, 결합부의 설계변경을 위해 전체차량을 다시 제작하고 다시 수많은 실험을 반복해야만 한다.

차량구조물은 동역학에 의해 각 부품에서 하중 전달경로가 다양하고 복잡하게 작용하는 동하중을 구하여 설계하나, 외부로부터 받는 하중을 역문제(inverse problem)로 정량적으로 파악하여 시험하중으로 적용할 수 있다면 내구설계는 한차원 업그레이드 될 것이다. 따라서 작용하중을 예측할 수 있는 효율적인 실험하중역력(practical load history)산출기법개발이 요구되므로 실험시스템을 통해 측정된 데이터와 FE해석을 통한 데이터의 하이브리드기법(hybrid method)을 이용한 실험하중 해석시스템을 연구한다.

2. 실험하중해석

2.1 구조물 실험하중 해석

어느 순간에 구조물의 하중점에서 작용하는 힘들을 $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ 이라하고, 구조물의 복소점에서 계측한 값을 ϵ^k , 전산 해석을 통해 구조물의 하중점에 단위 하중(9.8N)을 가했을 때 임의의 복소점에서의 스트레인 값을 ϵ_{ij} 라 하면 다음과 같은 근사식이 성립한다.⁶⁾

(단, $k, i = 1 \sim m, j = 1 \sim n, \epsilon_{ij}$: j 번째 단위 하중에 대한 스트레인 게이지 i 번째의 스트레인 값)

$$\begin{Bmatrix} \epsilon^1 \\ \epsilon^2 \\ \vdots \\ \epsilon^m \end{Bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \epsilon_{11} & \epsilon_{12} & \dots & \epsilon_{1n} \\ \epsilon_{21} & \epsilon_{22} & \dots & \epsilon_{2n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \epsilon_{m1} & \epsilon_{m2} & \dots & \epsilon_{mn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} \quad (1)$$

각각의 수식의 우변을 좌변으로 이항한 후 제곱한 뒤 모두 더한 뒤 편미분하여 정리하면 다음과 같이 간략하게 표현할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \sum \epsilon_{i1} \epsilon^k \\ \sum \epsilon_{i2} \epsilon^k \\ \vdots \\ \sum \epsilon_{in} \epsilon^k \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum \epsilon_{i1}^2 & \sum \epsilon_{i1} \epsilon_{i2} & \dots & \sum \epsilon_{i1} \epsilon_{in} \\ \sum \epsilon_{i2} \epsilon_{i1} & \sum \epsilon_{i2}^2 & \dots & \sum \epsilon_{i2} \epsilon_{in} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sum \epsilon_{in} \epsilon_{i1} & \sum \epsilon_{in} \epsilon_{i2} & \dots & \sum \epsilon_{in}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} \quad (2)$$

따라서, 각각의 하중점에서의 하중은 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} \approx \begin{bmatrix} \sum \epsilon_{i1}^2 & \sum \epsilon_{i1} \epsilon_{i2} & \dots & \sum \epsilon_{i1} \epsilon_{in} \\ & \sum \epsilon_{i2}^2 & \dots & \sum \epsilon_{i2} \epsilon_{in} \\ SYM & & \ddots & \\ & & & \sum \epsilon_{in}^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sum \epsilon_{i1} \epsilon^k \\ \sum \epsilon_{i2} \epsilon^k \\ \vdots \\ \sum \epsilon_{in} \epsilon^k \end{Bmatrix} \quad (3)$$

윗 식에 의하여 하중점에 작용하는 실험하중을 구하기 위해서는 해석에 의해 단위하중(9.8N)을 가했을 때 임의의 복소점에서의 스트레인 값(ϵ_{ij})과 실험하중에 의하여 일정한 시간동안 계측되어진 스트레인 값(ϵ^k)이 필요함을 알 수 있다.

2.2 오차최소화

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 최소자승법을 이용하여 오차 최소화를 하였다.⁷⁾

$$\begin{aligned} & MIN \sum_{i,j,k=1}^n (\sigma^k(1+\beta)(1+\alpha) - (1+\gamma)\sigma_{i,j}F)^2 \\ & |\alpha| \leq 0.05 \times \sigma^k : \text{측정오차 보정계수} \\ & |\beta| \leq 0.03 \times \max(\sigma^k) \\ & \quad : \text{스트레인게이지 부착시 발생오차 보정계수} \\ & |\gamma| \leq 1 - \frac{\max(\sigma_{FEA})}{\max(\sigma_{EXP})} \end{aligned} \quad (4)$$

: 시편과 모델링 오차 보정계수

2.3 실동하중 해석시스템

앞 절에서 언급한 이론적 배경을 바탕으로 스트레인 데이터와 계측데이터를 이용하여 실동하중을 구하는 해석시스템을 Fig. 1과 같이 작성하였으며, 최대입력하중 개수는 100개, 최대 측정값 스트레인은 240채널 x,y,z방향 80개이다.

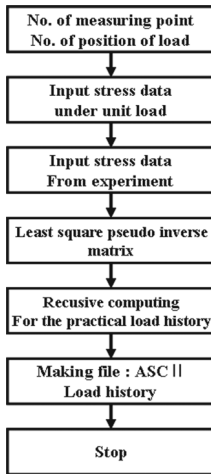


Fig. 1 Practice dynamic load analysis system

Fig. 2처럼 입력데이터는 직접입력 또는 파일로 입력이 가능하고 계산할 하중 수와 측정에 사용된 스트레인 게이지 수를 입력하면 하중수와 스트레인 게이지 수에 맞게 테이블이 생성된다.



Fig. 2 Input file

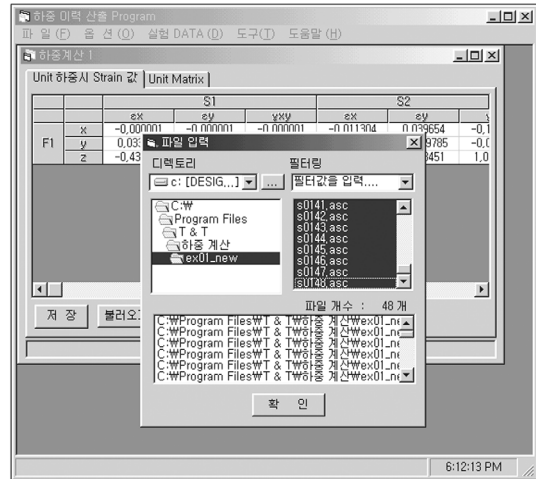


Fig. 3 Output file

파일로부터 측정 데이터를 Fig. 3에 입력하면 역행렬계산에 의한 Text파일로 결과가 저장된다.

3. 실차시험 및 준정적 유한요소해석

3.1 실차 시험

단위하중에 의한 준정적 해석과 실차시험에서의 스트레인을 이용하여 실차의 하이브리드기법 실동하중을 산출하기 위한 시험을 실시했다.

시험차량은 실차이며 Table 1과 같은 중량과 시험조건으로 로드 시뮬레이터에서 시험을 실시했다. 로드 시뮬레이터(MTS)는 최대하중 37ton+10%까지 시험가능하며 컨트롤러와 유압 액추에이터로 구성되어있다. 3축 스트레인 게이지를 이용하였으며 게이지 길이 5mm, 도선(lead wire) 10m인 3축 스트레인게이지를 사용하였다. 데이터 수집 비율은 초당

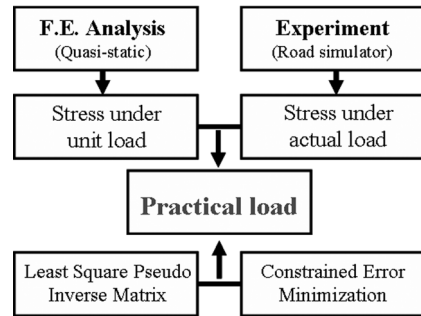


Fig. 4 Hybrid method

Table 1 Random test on road simulator

Driving speed	Proving ground	Time (Sec)	Weight of passenger
30km/h	Belgian	180	1/2 GVW (2,475kg · m/s ²)

512개이며, 스트레인 수집 범위는 -500 ~ +500 $\mu\epsilon$ 이다. Fig. 5와 같이 스트레인게이지를 부착함에 있어서 부착위치의 선정은 크랙이 많이 발생하는 윈도우 필라 부위에 각각 3축 스트레인 게이지를 부착하여 스트레인을 측정하였다.

3.2 준정적 유한요소해석

다축하중을 받고 있는 실차의 각 작용점에서 실동하중을 구하기 위해서 관성제거법(inertia relief method)를 적용하여 준정적 유한 요소해석을 하였다. 엔진질량과 에어컨질량, 연료탱크, 반차상태에서 실험하기 위해 부가된 질량을 집중질량으로 모델링하였다.

Table 2는 해석 모델에서 고려된 집중질량의 크기를 나타낸 것이다.

Fig. 6은 실차를 준정적 유한요소 모델링 한 것이며, 총 절점수는 49,866개, 총 요소수는 46,646개이다. 하중은 Fig. 6과 같이 FLH(front left hand), FRH

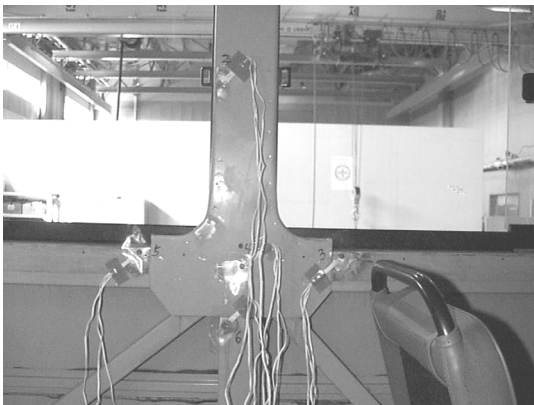


Fig. 5 Positions of strain gage on window pillar

Table 2 Lumped mass in the model

Engine	Air conditioner	Fuel tank	Passenger
1,324kg	226kg	100kg	2,475kg

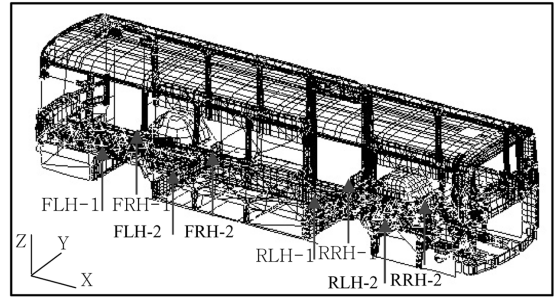


Fig. 6 Positions and direction of force under random frequency vibration

(front right hand), RLH(rear left hand), RRH(rear right hand)의 판 스프링 마운팅부에 각각 2점씩 8곳의 하중점에 단위하중이 작용하는 경우에 대하여 해석하였다. 해석 시간은 170분이며, 해석 데이터 사이즈는 2.3Gbyte이다.

4. 불규칙 가진시 실차의 실동하중 해석

본 논문에서는 역문제, 준정적해석 그리고 최소자승법을 이용하여 실차가 외부로부터 받는 실동하중해석시스템을 실차에 적용하여 불규칙 가진시 외부에서 입력되는 하중점을 8곳으로 고려하였다. 하중이력은 Fig. 7~Fig. 10에 도시하였다. FLH와 FRH에 비해 RLH, RRH 하중 크기의 비율이 4:6정도로 RLH, RRH 하중이 크게 나타남을 볼 수 있다.

이는 실차에서 엔진이 뒤쪽에 있어 주행시 RLH, RRH 휠에 하중이 크게 작용하는 것과 일치하게 된다.

Fig. 11은 실차주행시험의 변위데이터에 의한 하중값과 본 논문에서 계산한 실동하중 오차를 비교한 것으로 전체적으로 10%이내이다. 실차에 입력되는 하중 경로는 매우 다양하기 때문에 더 많은 하중점을 고려하여 해석하면 오차를 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결론

차량 구조물의 하중 입력 경로가 복잡한 외력에 대해 역문제 및 준정적해석을 이용하여 해석할 수 있는 실하중 해석시스템을 개발하였다. 유한요소해석과 실험을 통해 구조물에 작용되는 실하중 해석

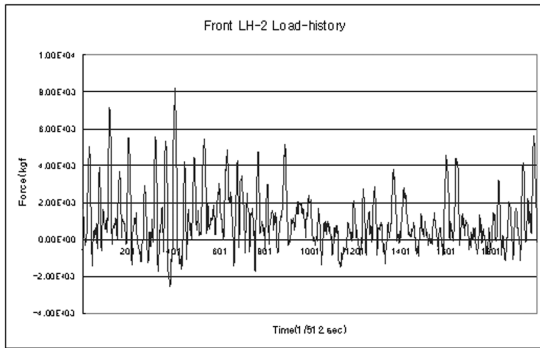
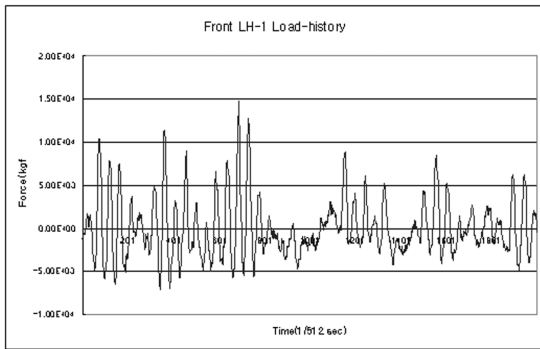


Fig. 7 Load history with random frequency vibration (FLH)

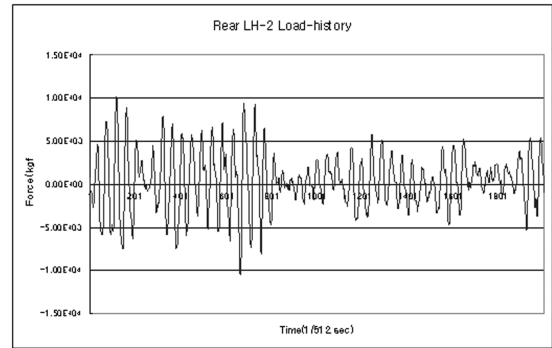
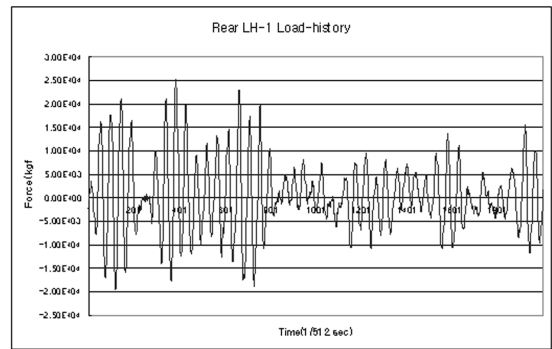


Fig. 9 Load history with random frequency vibration (RLH)

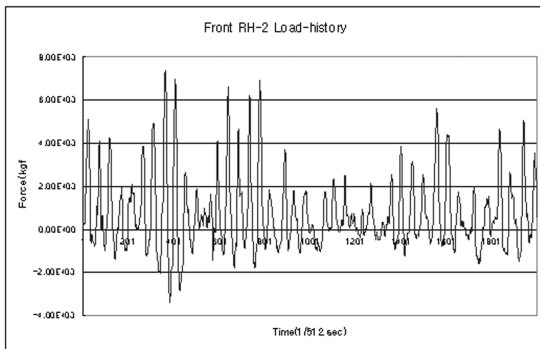
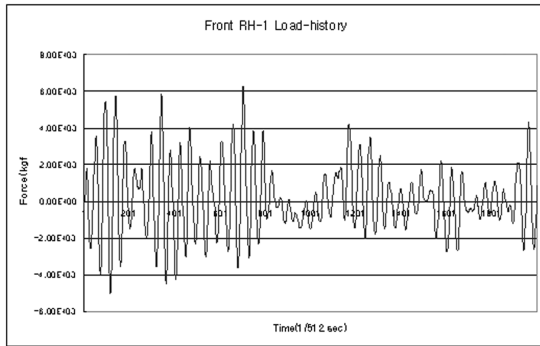


Fig. 8 Load history with random frequency vibration (FRH)

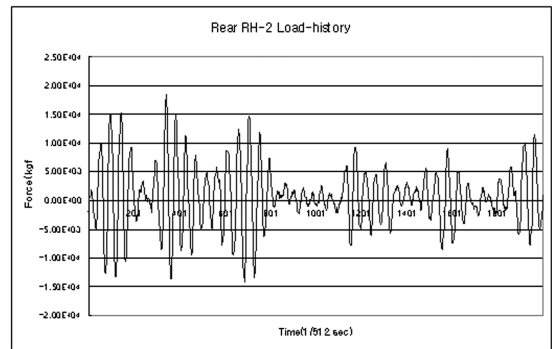
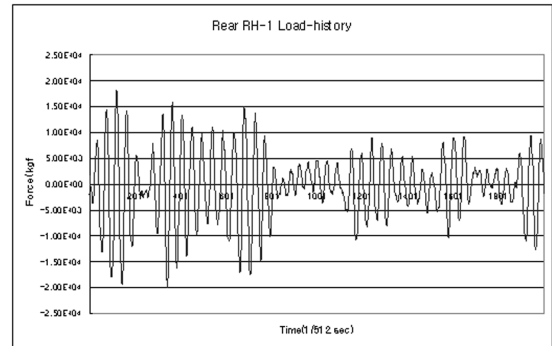


Fig. 10 Load history with random frequency vibration (RRH)

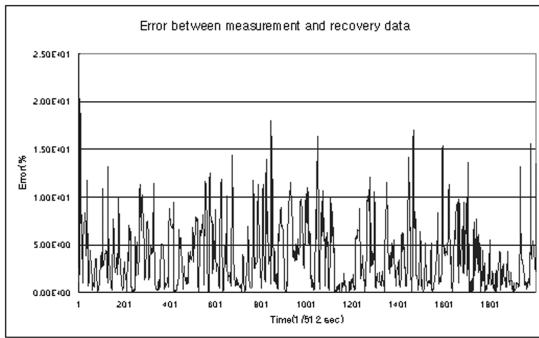


Fig. 11 Error between measured and calculated data on RRH

시스템을 검증하고 실차에 적용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 구조물의 실험과 해석을 조합하여 하이브리드 기법 실행하중을 해석하므로 기하학적 형상변화나 하중의 복잡성에 대한 빠른 해결방안을 제시하였다.
- 2) 실차 상태에 가장 근접한 조건으로 실행하중을 구하는 시스템을 개발하였다.

References

- 1) S. M. Yang, H. Y. Kang, J. H. Song and J. M. Park, "Prediction of Life of SAPH45 Steel with Measured Fracture Time and Strength," KSMTE, pp.269-273, 1998.
- 2) M. R. Khan and K. D. Wilmert, "Finite Element Quasi-Static Deformation Analysis of Planar Mechanism with External Loads Using Static Condensation," ASME No.81-DET-104, 1981.
- 3) J. R. Sanders and D. Tesar, "The Analytical and Experimental Evaluation of Vibratory Oscillations in Realistically Proportioned Mechanisms," ASME, 78-DE-1, 1978.
- 4) B. Singh, "Laboratory Methods for Evaluating Car Body Structures-Dynamics and Durability Performance," Vehicle Structures, International Conference on Vehicle Structure, IMech Conference Publications 1984-7, The Institution of Mechanical Engineers, Cranfield Institute of Technology, pp.115-120, 1984.
- 5) H. R. Jaeckel, "Design Validation Testing," Proceedings of the SAE Fatigue Conference P-109, Society of Automotive Engineers, Fatigue Conference & Exposition, Dearborn, Michigan, pp.153-159, 1982.
- 6) J. H. Song, K. J. Kim, H. I. Park, H. Y. Kang, D. W. Kim and S. M. Yang, "A Study on the Practical Load with T-shape Joint Structure by the FEA," Transactions of KSAE, Vol.9, No.2, pp.107-115, 2001.
- 7) 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.