

구조물의 피로강도평가를 위한 역문제 및 무기력계수에 의한 실동하중해석

송준혁¹⁾ · 양성모^{*2)} · 강희용²⁾ · 노홍길³⁾

전북대학교 자동차산학협력원¹⁾ · 전북대학교 기계항공시스템공학부²⁾ · 전북대학교 대학원 정밀기계공학전공³⁾

The Estimation of Fatigue Strength of Structure with Practical Dynamic Force by Inverse Problem and Lethargy Coefficient

Joonhyuk Song¹⁾ · Sungmo Yang^{*2)} · Heeyong Kang²⁾ · Honggil Noh³⁾

¹⁾Automobile Research Institute, Chonbuk National University, Jeonju 561-756, Korea

²⁾Faculty of Mechanical&Aerospace System Engineering, Chonbuk National University, Jeonju 561-756, Korea

³⁾Department of Precision Mechanical Engineering, Chonbuk National University, Jeonju 561-756, Korea

(Received 8 August 2003 / Accepted 21 November 2003)

Abstract : Most of mechanical structures are composed of many substructures connected to one another by various types of mechanical joints. In automotive engineering, it is important to study these connected structures under various dynamic forces for the evaluations of fatigue life and stress concentration exactly. In this study, the dynamic response of vehicle structure to external forces is classified an inverse problem involving strains from the experiment and the analysis. The practical dynamic forces are determined by the combination of the analytical and experimental method with analyzed strain by quasi-static finite element analysis under unit force and with measured strain by a strain gage under driving load, respectively. In a stressed body, inter-molecular chemical bonds are failed beyond the certain magnitude. The failure of molecular structure in material is considered as a time process of which rate is determined by mechanical stress. That is, the failure of inter-molecular chemical bonds is the fatigue life of material. This kinetic concept is expressed as lethargy coefficient. And S-N curve is obtained with the lethargy coefficient from quasi-static tensile test. Equivalent practical dynamic force is obtained from the identification of practical dynamic force for one loading point. Using the practical dynamic force and S-N curve, fatigue life of a window pillar is analyzed with FEM under the identified force by the procedure of above mentioned.

Key words : Practical dynamic force(실동하중), Inverse problem(역문제), Lethargy coefficient(무기력계수), Quasi static tensile test(준정적인장시험), Fatigue life(피로수명)

1. 서론

차체부품의 단순 형상변경에 의한 경량화는 기존 부품들의 두께와 성형단면적 등의 감소가 불가피하기 때문에 변형률집중을 유발하여 차체의 강도 및

강성을 저하시킬 수 있으며, 이로 인하여 구조물에 피로균열이 발생할 수 있다. 따라서 경량화와 내구성의 유지 또는 개선이라는 상반된 두개의 설계목표를 구현하기 위한 설계기술을 구현하기 위해서는 구조물에 작용하는 미지의 외력 및 관성력의 크기를 평가하여 이에 의한 최적형상설계 및 피로수명 평가를 하여야 한다.

*To whom correspondence should be addressed.
yangsm@chonbuk.ac.kr

미지의 입력하중에 의한 구조물의 동특성 추정기법을 살펴보면, Safak¹⁾은 시간영역에서 구조물의 모형화, 필터링, 추정을 동시에 수행할 수 있는 확률과정기법을 적용하여 구조물을 시간의 연속으로 모델링하고 모드모수를 추정하였다. Doyle²⁾은 충격기와 합성빔 사이에 접촉력을 추정하기 위하여 하중추정기술을 사용하였으며, 무한 길이보에서 작용하중과 변형률의 관계를 나타내는 전달함수를 주파수영역의 함수로 유도하여 변형률해석 및 작용하중의 역 계산에 사용하였다.

Whitson³⁾은 열변환 튜브시스템이 있는 충격마모 손상조사에서 실시간 충격력을 확인하기 위하여 원거리 위치에서 과도가속도계 신호를 사용하였다. Michaels⁴⁾은 플라스틱판 위에 작용하는 분포하중의 추정에 하중추정기술을 적용하였다.

다입력/다출력 모델의 FRF(frequency response function)행렬의 역행렬을 이용하여 간단하게 하중을 구할 수 있지만 특정주파수에서 FRF행렬의 특이성(singularity)은 많은 경우 전체적인 해의 발산을 가져올 수 있다.

신⁵⁾은 구조공학에서 역문제의 응용에 대하여 기술한바 있으며, 천⁶⁾은 재료의 유동응력 결정문제에 대하여 소형편치시험과 역문제에 의한 역해석에 관하여 연구하였고, 박 등⁷⁾은 역동역학을 이용하여 충격력을 받는 보의 충격력 복원 및 충격모델의 변수를 파악하였다.

역문제에 의한 하중해석은 데이터에 오차를 포함하는 경우, 발산할 수 있으므로 이의 방지를 위하여 적절화법^{8,9)}을 적용하였다.

구조물에 대한 피로평가는 주로 실험적인 방법에 의하여 진행되어져 왔다. 스트레인 게이지를 사용하여, Kitagawa¹⁰⁾와 Mizui¹¹⁾은 내외면 변형률을 측정하여 변형률변화 범위를 이용한 피로수명예측을 연구하였다. 그러나 스트레인 게이지를 이용한 피로수명평가는 피로사이클 수가 증가함에 따라 시험편변형의 증가로 인해 측정의 한계가 있다.

최근, 기계구조물의 품질수준을 향상시키고 경쟁력을 높이기 위해서는 검사시간과 비용의 최소화, 사후처리 및 자료의 간소화에 의한 구조물의 건전성 모니터링 연구가 요구되고 있다. 많은 시간과

경제적 부담이 수반되는 피로특성치 평가절차보다는 사용된 재료와 유사한 재료의 특성치를 발취하거나, 사용된 재료의 기계적 성질로부터 피로특성치들을 적절히 추정하여 수명을 예측하는 방법들이 이용되고 있다. 하지만 결합부의 해석은 아주 복잡하여 실제로 전체 구조물의 해석시 무시하고 모델링되거나 그 영향을 경험적으로 가정하여 평가하는 것이 일반적이다.¹²⁾

본 논문에서는 실험에 의한 측정변형률과 유한요소해석에 의한 해석변형률의 조합에 의하여 역문제에 의한 실동하중 해석기법을 적용하여 구조물의 실동하중을 구하였다. 피로수명해석을 위한 S-N곡선은 준정적인장시험에 의한 무기력계수 개념으로부터 구하였다. 실동하중해석 및 피로수명평가의 타당성 검증을 위하여 버스구조물 중 가장 취약한 부분으로 평가되는 윈도우필라의 피로수명을 평가하였다.

2. 역문제에 의한 실동하중해석

2.1 실동하중해석

선형구조물에 대하여 실제하중 F_k (즉, F_1, F_2, \dots, F_n)가 j 번째 물체의 k 번째 유한요소노드에 작용하는 경우에 대한 측정변형률 $\epsilon^k(t)$ (즉, 복수점에서 계측한 측정변형률 $\epsilon_x^k, \epsilon_y^k, \gamma_{xy}^k$)와 다음과 같은 비례관계가 성립한다(단, $j=1 \sim n, k=1 \sim m$).

$$\epsilon^k(t) \propto F_k(t) \quad (1)$$

위 비례관계에서 측정변형률 ϵ^k 는 유한요소해석에 의한 단위변형률 ϵ_{ij} 와 실제하중 F_k 의 각각의 곱의 합으로 표현될 수 있다.

$$\epsilon^k \approx \sum \epsilon_{ij} F_k \quad (2)$$

여기에서, 단위변형률 ϵ_{ij} 는 물체기준좌표계 대하여 각각 3개씩의 단위하중과 단위토크로 작용하는 경우에 대한 복수점 i 에서의 유한요소해석에 의한 변형률이다(단, $i=1 \sim m, j=1 \sim m$).

식 (2)를 3축 변형률 즉, $\epsilon_x^k, \epsilon_y^k, \gamma_{xy}^k$ 에 대하여 행렬로 나타내면 식 (3)과 같다.

$$\{\epsilon_x^1, \epsilon_y^1, \gamma_{xy}^1, \dots, \epsilon_x^m, \epsilon_y^m, \gamma_{xy}^m\}^T \approx$$

$$\begin{pmatrix} \epsilon_{1x1x} & \epsilon_{1x1y} & \epsilon_{1x1z} & \cdots & \epsilon_{1xnx} & \epsilon_{1xny} & \epsilon_{1xnz} \\ \epsilon_{1y1x} & \epsilon_{1y1y} & \epsilon_{1y1z} & \cdots & \epsilon_{1ynx} & \epsilon_{1yny} & \epsilon_{1ynz} \\ \gamma_{1xyx} & \gamma_{1xyy} & \gamma_{1xyz} & \cdots & \gamma_{1xynx} & \gamma_{1xyny} & \gamma_{1xynz} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \epsilon_{mx1x} & \epsilon_{mx1y} & \epsilon_{mx1z} & \cdots & \epsilon_{mxx} & \epsilon_{mxy} & \epsilon_{mzx} \\ \epsilon_{my1x} & \epsilon_{my1y} & \epsilon_{my1z} & \cdots & \epsilon_{mynx} & \epsilon_{myny} & \epsilon_{mynz} \\ \gamma_{mxyx} & \gamma_{mxyy} & \gamma_{mxyz} & \cdots & \gamma_{mxynx} & \gamma_{mxyny} & \gamma_{mxyz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{1z} \\ \vdots \\ F_{nx} \\ F_{ny} \\ F_{nz} \end{pmatrix} \quad (3)$$

여기에서 단위변형률 ϵ_{mxx} 는 x 방향으로 n 번째 하중 F_{nx} 에 의한 m 번째 위치에서의 x 방향 변형률 ϵ_{mx} 이다. 마찬가지로, ϵ_{mynz} 는 F_{nz} 에 의한 ϵ_{my} 이며, γ_{mxyx} 는 F_{nx} 에 의한 전단변형률 γ_{mxy} 이다.

일반적으로, 위 식에서 $m=n$ 의 경우 단위하중에 의한 단위변형률 행렬의 역행렬을 이용하여 F_k 을 구할 수 있지만, 실제의 경우 하중점 n 의 개수보다 측정점 m 의 개수가 많은 $m > n$ 인 경우 적절한 근사해법이 요구된다. 따라서 최소자승법에 의하여 단위하중에 의한 변형률 행렬의 역행렬을 구한다.

연립방정식의 우변을 좌변으로 이항한 후 제공한 뒤 모두 더한 $\sum S^2$ 를 F_k 에 대하여 편미분한 값이 0이 되도록 하고, 정리하면 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned}
 & \epsilon_{1x1x}\epsilon_x^1 + \epsilon_{1y1x}\epsilon_y^1 + \gamma_{1xyx}\gamma_{xy}^1 \\
 & + \cdots \\
 & + \epsilon_{mx1x}\epsilon_x^m + \epsilon_{my1x}\epsilon_y^m + \gamma_{mxyx}\gamma_{xy}^m \\
 = & \epsilon_{1x1x} \left\{ \begin{matrix} \epsilon_{1y1x}F_{1x} + \epsilon_{1y1y}F_{1y} + \epsilon_{1y1z}F_{1z} + \epsilon_{1y2x}F_{2x} \\ + \cdots + \epsilon_{1ymy}F_{ny} + \epsilon_{1ymz}F_{nz} \end{matrix} \right\} \\
 & + \epsilon_{1y1x} \left\{ \begin{matrix} \epsilon_{1y1x}F_{1x} + \epsilon_{1y1y}F_{1y} + \epsilon_{1y1z}F_{1z} + \epsilon_{1y2x}F_{2x} \\ + \cdots + \epsilon_{1ymy}F_{ny} + \epsilon_{1ymz}F_{nz} \end{matrix} \right\} \\
 & + \gamma_{1xyx} \left\{ \begin{matrix} \gamma_{1xyx}F_{1x} + \gamma_{1xyy}F_{1y} + \gamma_{1xyz}F_{1z} + \gamma_{1xy2x}F_{2x} \\ + \cdots + \gamma_{1xyny}F_{ny} + \gamma_{1xynz}F_{nz} \end{matrix} \right\} \\
 & + \cdots \\
 & + \epsilon_{mx1x} \left\{ \begin{matrix} \epsilon_{mx1x}F_{1x} + \epsilon_{mx1y}F_{1y} + \epsilon_{mx1z}F_{1z} + \epsilon_{mx2x}F_{2x} \\ + \cdots + \epsilon_{mxy}F_{ny} + \epsilon_{mzx}F_{nz} \end{matrix} \right\} + \\
 & \epsilon_{my1x} \left\{ \begin{matrix} \epsilon_{my1x}F_{1x} + \epsilon_{my1y}F_{1y} + \epsilon_{my1z}F_{1z} + \epsilon_{my2x}F_{2x} \\ + \cdots + \epsilon_{myny}F_{ny} + \epsilon_{mynz}F_{nz} \end{matrix} \right\} \\
 & + \gamma_{mxyx} \left\{ \begin{matrix} \gamma_{mxyx}F_{1x} + \gamma_{mxyy}F_{1y} + \gamma_{mxyz}F_{1z} + \gamma_{mxy2x}F_{2x} \\ + \cdots + \gamma_{mxyny}F_{ny} + \gamma_{mxyz}F_{nz} \end{matrix} \right\} \quad (4)
 \end{aligned}$$

각각의 점 n 에서의 하중 및 모멘트는 다음 식과 같이 구할 수 있다. 좌변의 측정변형률과 단위하중에 의한 단위변형률의 스칼라곱은 $[6n \times 1]$ 이고, 우변의 첫번째 행렬은 해석변형률이 $[6m \times 6n]^2$ 이므로 $[6n \times 6n]$ 이며, 우변의 두번째항 하중행렬은 $[6n \times 1]$ 이다. 해석변형률에 의한 행렬이 정방행렬이므로 역행렬을 구할 수 있다. 행렬의 차원은 $[6n \times 1] = [6n \times 6n] [6n \times 1]$ 이므로 해석행렬의 역행렬에 의하여 하중 F_k 는 식 (5)와 같이 쓸 수 있다.

$$[F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}, \cdots, F_{nx}, F_{ny}, F_{nz}]^T = \begin{pmatrix} \epsilon_{1x1x} & \epsilon_{1x1y} & \epsilon_{1x1z} & \cdots & \epsilon_{1xnx} & \epsilon_{1xny} & \epsilon_{1xnz} \\ \epsilon_{1y1x} & \epsilon_{1y1y} & \epsilon_{1y1z} & \cdots & \epsilon_{1ynx} & \epsilon_{1yny} & \epsilon_{1ynz} \\ \gamma_{1xyx} & \gamma_{1xyy} & \gamma_{1xyz} & \cdots & \gamma_{1xynx} & \gamma_{1xyny} & \gamma_{1xynz} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \epsilon_{mx1x} & \epsilon_{mx1y} & \epsilon_{mx1z} & \cdots & \epsilon_{mxx} & \epsilon_{mxy} & \epsilon_{mzx} \\ \epsilon_{my1x} & \epsilon_{my1y} & \epsilon_{my1z} & \cdots & \epsilon_{mynx} & \epsilon_{myny} & \epsilon_{mynz} \\ \gamma_{mxyx} & \gamma_{mxyy} & \gamma_{mxyz} & \cdots & \gamma_{mxynx} & \gamma_{mxyny} & \gamma_{mxyz} \end{pmatrix}^{-2} \begin{pmatrix} \epsilon_{1x1x} \cdot \epsilon_x^1 \\ \epsilon_{1y1x} \cdot \epsilon_y^1 \\ \gamma_{1xyx} \cdot \gamma_{xy}^1 \\ \vdots \\ \epsilon_{mx1x} \cdot \epsilon_x^m \\ \epsilon_{my1x} \cdot \epsilon_y^m \\ \gamma_{mxyx} \cdot \gamma_{xy}^m \end{pmatrix} \quad (5)$$

2.2 실동하중 검증

측정변형률을 구하기 위하여 Fig. 1과 같이 버스의 윈도우필라에 준하는 T형 구조물을 제작하여 시험하였다. 하중은 횡부재 끝단에 200N을 작용시켰으며, 3축 스트레인 게이지에 의하여 4개의 측정위치에서 변형률을 측정하였다.

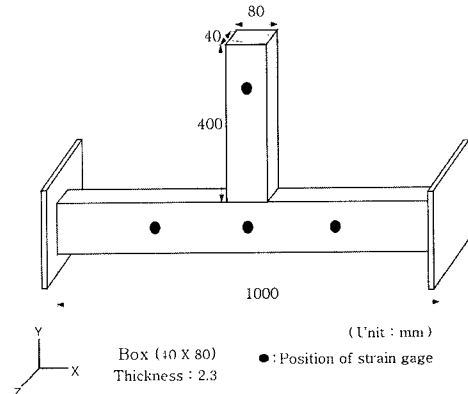


Fig. 1 Configurations of T-shape structure and positions of strain gages

T형 구조물은 Fig. 2와 같이 박스보를 용접에 의하여 제작하였으며, 횡부재 자유단의 전단면 거동을 제한하기 위하여 평판을 용접에 의하여 부착하였다. 종부재의 양끝단을 지그에 의하여 완전 클램핑하였다. 변형률 측정위치는 특정위치를 한정한 것은 아니나 클램핑에 의한 변형률 중첩이 발생할 수 있으므로 클램핑 위치로부터 종부재 대각선 길이의 5배거리를 두고 정하였다. 시험편의 재질은 Table 1과 같이 SPCC이며, 시험편의 화학적 조성은 Table 2와 같다.

단위변형률과 해석변형률은 T형 구조물의 유한요소모델을 이용하여 단위하중에 의한 유한요소해석을 통한 변형률 데이터로 구성된다. 시험에서 얻어진 측정변형률과 해석에서 얻은 단위변형률을 적용하여 실행하중을 해석하였다.

Fig. 3은 유한요소해석에 의하여 단위하중에 의한 단위변형률 ϵ_{ij} 과 계산하중에 의한 해석변형률 ϵ^k 을 측정하기 위한 T형 구조물의 유한요소모델이다. T형 구조물의 모델링은 Table 3과 같이 4절점 쉘

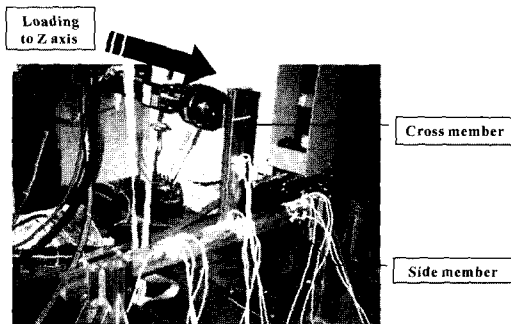


Fig. 2 Configurations of T-shape structure and strain gage installation

Table 1 Material properties of SPCC(KS D 3512)

Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Young's modulus (GPa)	Poisson ratio	Density (kg/m^3)
221.5	331.2	206.87	0.29	7860

Table 2 Chemical compositions of SPCC

Composition(% less than)			
C	Mn	P	S
0.025	0.14	0.012	0.011

요소를 사용하였고, MSC.PATRAN80⁽¹³⁾의 MPC (Multi Point Constraint)요소를 사용하여 횡부재 전단면의 각 노드가 동일한 거동을 하도록 하였다. 종부재(side member) 좌우양단은 6자유도를 모두 고정하였다.

해석장비는 IBM R/S 6000을 사용하였고 해석은 MSC.PATRAN80/NASTRAN70.5⁽¹⁴⁾를 이용하였다.

횡부재 자유단의 전단중심에서 좌표축 X, Y, Z 각각의 방향으로 단위하중(1 N)을 작용하여 유한요소 해석에 의하여 단위변형률 ϵ_{ij} 행렬을 구하였다. 실험에 의한 측정변형률의 위치와 같은 위치에서 단위 변형률 취하였다.

이상의 과정에서 구한 단위변형률 ϵ_{ij} 와 측정변형률 ϵ^k 를 조합하여 역문제에 의한 실행하중을 구하였다. Table 4와 같이 입력하중이 200 N일 때, 역문제에 의한 실행하중은 209.3 N으로 4.7%의 오차 범위에서 계산할 수 있음을 확인하였다.

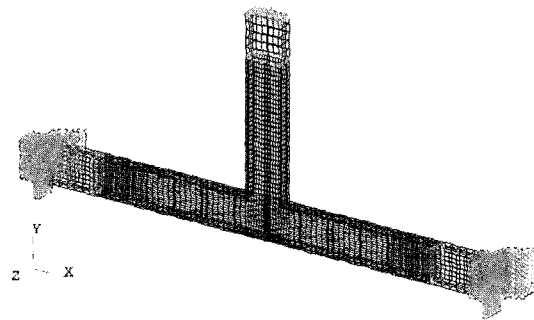


Fig. 3 Finite element model of T-shape structure

Table 3 Finite element model of T-shape structure

Node	4-node shell element	MPC
4698 ea.	4760 ea.	18 ea.

Table 4 Comparison of identified force with inverse problem for T-shape structure (unit: N)

	Input force	Inverse problem
X	0	-24.9
Y	0	4.8
Z	200	209.3
Error(%)		4.7

3. 무기력계수에 의한 피로수명

3.1 피로수명

응력을 받는 고체의 역학적 파괴와 원자간 결합 에너지 사이의 관계로부터 재료의 모든 결함을 포함하는 무기력계수를 구할 수 있고 이를 이용하여 재료의 S-N곡선을 구할 수 있다. 응력을 받는 고체의 역학파괴와 원자간 결합의 파단사이의 관계에서, 재료의 시간의존성을 분자의 시간에 따른 운동으로 고려하여 재료의 수명은 다음과 같이 쓸 수 있다.¹⁵⁾

시간 dt 동안에 열진동에 의해서 한 개의 분자가 격자의 위치로부터 제거되는 확률은 다음 식과 같다.

$$\exp\left(-\frac{U_o - F}{kT}\right) \frac{dt}{t_0} \quad (6)$$

여기서,

- U_o : 결합에너지
- F : 파손에너지
- k : 볼츠만상수
- T : 절대온도
- t_0 : 피로수명계수

확률의 합이 1일 때, 분자가 격자상의 안정한 위치로부터 완전히 제거됨을 의미한다. 분자간 결합의 파단에 의하여 역학적 파괴가 일어나므로 응력 $\sigma(t)$ 를 받는 재료의 파괴까지의 시간 t_f 이 바로 그 부재의 수명이 되며, 수명예측식은 다음과 같다.

$$\int_0^{t_f} \frac{dt}{t_0 \exp\left(-\frac{U_o - F(t)}{kT(t)}\right)} = 1 \quad (7)$$

재료의 피로시험은 사인함수에 의한 인장-인장시험으로 가정하고, 무기력계수 γ ¹⁶⁾ 개념을 도입하면,

$$\frac{\alpha \exp(-\beta\sigma_m)}{(2N/\omega) \int_0^\pi \exp(\beta\sigma_a \cos x) dx} = 1 \quad (8)$$

와 같이 시간에 대한 수명예측식으로 변환된다.

- 여기서, $\alpha = t_0 \exp(U_o/kT)$, $\beta = \gamma/kT$,
- σ_a : 변동응력,
- σ_m : 평균응력

제1종베셀함수와 적분방정식 사이의 관계에서 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\int_0^\pi \exp(\beta\sigma_a \cos x) dx = \pi I_0(\beta\sigma_a) \quad (9)$$

$$\frac{\alpha \exp(-\beta\sigma_m)}{(2N\pi/\omega) I_0(\beta\sigma_a)} = 1 \quad (10)$$

시간에 대한 수명식 (10)에서 σ_m 와 σ_a 이 가진 주파수 f 에 의하여 재료에 작용할 때, 파단까지의 반복수명 N 은 다음과 같다.

$$N = \frac{\alpha \exp(-\beta\sigma_m) f}{I_0(\beta\sigma_a)} \quad (cycle) \quad (11)$$

실제의 경우, 평균응력은 S-N곡선에서와 달리 '0'이 아닌 경우가 있을 수 있으므로, 본 연구에서는 등가평균응력 $\bar{\sigma}$ 을 이용하여 보정하였다.

$$N = \frac{\alpha \exp(-\beta\bar{\sigma}) f}{I_0(\beta\sigma_a)} \quad (cycle) \quad (12)$$

여기서, $\bar{\sigma} = \sigma_m \frac{\sigma_m + \sigma_a}{\sigma_a}$ 이다.

위식으로부터, 준정적 인장시험에 의한 파단시의 극한강도와 파단시간이 달라지는 특성을 이용하여 각각의 변동응력 σ_a 조건에 따른 무기력계수에 의하여 S-N곡선을 산출할 수 있다.

3.2 무기력계수에 의한 S-N곡선

준정적 인장시험은 Fig. 4와 같이 25t 용량의 만능시험기에서 변위제어방식으로 진행하였으며, 시편

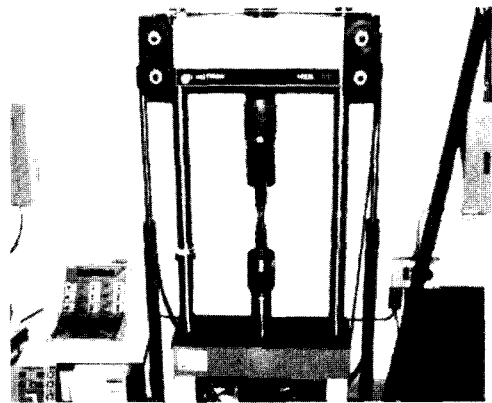


Fig. 4 Tensile test specimen performed at the room temperature

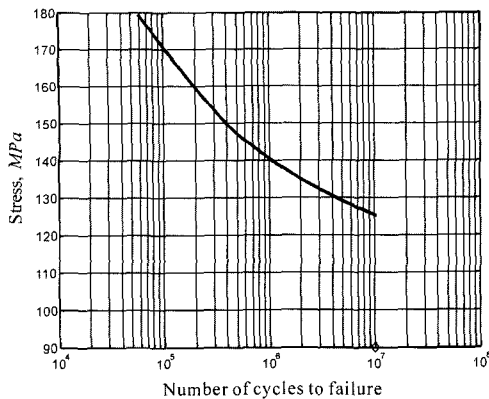


Fig. 5 S-N curve of SPCC with the lethargy coefficient from the quasi-static tensile test

의 완전파단까지의 시간을 측정하였다.

- 시편 : 표준인장 SPCC 시험편
- 제어방식 : 변위제어
- 크로스헤드 속도 : 0.2mm/min
- 파단시간 : 완전파단

Fig. 5는 무기력계수에 의한 S-N곡선이다. 이 곡선을 MSC.FATIGUE80¹⁷⁾에 의한 해석시 S-N 해석을 위한 입력 데이터로 활용하여 윈도우필라의 피로수명을 평가하였다.

4. 실동하중 및 무기력계수에 의한 피로강도평가

버스의 윈도우필라는 버스 차체의 상·하부분을 연결하여 기둥역할을 하는 중요한 구조부재이다. 최근 승객의 충분한 시야 확보 등의 이유로 유리창 공간이 더욱 넓어지는 추세에 있으므로 강성측면에서 가장 취약한 부분이 되고 있다.

실동하중은 실험에 의한 측정변형률과 유한요소 해석에 의한 해석변형률의 조합에 의하여 구하였으며, 피로해석을 위한 S-N 곡선은 무기력계수에 의하여 구하여 피로해석을 하였다.

Fig. 6과 같이 윈도우필라를 미세메쉬하여 유한요소 모델링하였다. 윈도우필라 모델의 총 절점수는 5221이며, 요소수는 5324개이며, 로딩플레이트는 MPC요소로 모델링하였다.

Fig. 7은 차량에 부착한 스트레인 게이지의 위치와 시험차량에 부착한 스트레인 게이지의 사진이

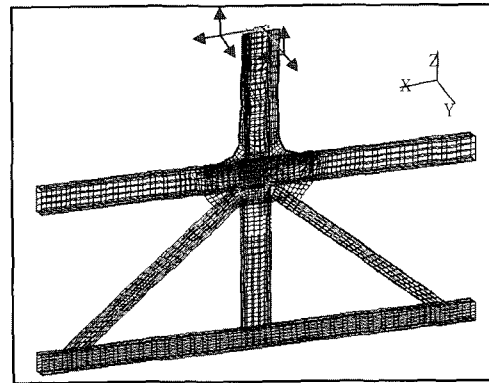


Fig. 6 Finite element model of a window pillar

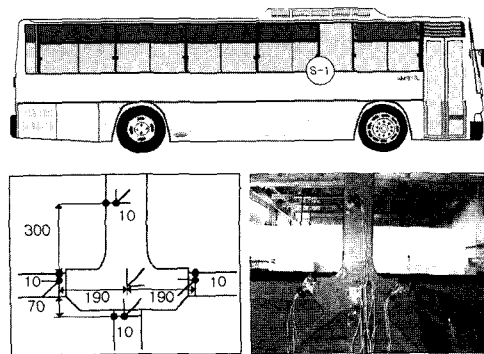


Fig. 7 Strain gage installation on the window pillar for practical force identification

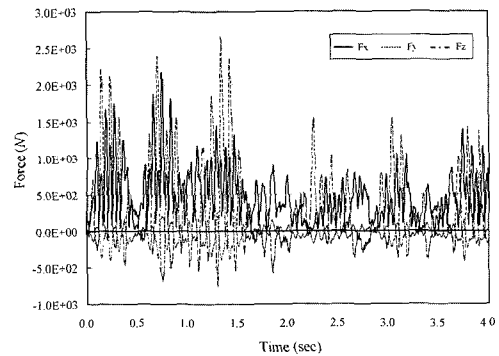


Fig. 8 Practical dynamic force history of the window pillar

다. 시험조건은 가혹한 도로인 벨지안모드에서 30KPH로 주행하였으며, 데이터는 초당 512개를 획득하였고 변형률 측정범위는 $-500\mu\epsilon \sim +500\mu\epsilon$ 이다.

Fig. 8은 윈도우필라에 작용하는 3축 실동하중을 역문제에 의하여 구한 것이다. 차량의 진행방향 하중과 수직하중이 크게 나타났다.

Table 6 Simulation condition of fatigue analysis

Hardware	IBM R/S 6000
Software	MSC.FATIGUE8.0
Method	S-N analysis
S-N curve	Lethargy coefficient
Loading condition	Practical dynamic force in Fig. 8
Sampling rate(sec)	60

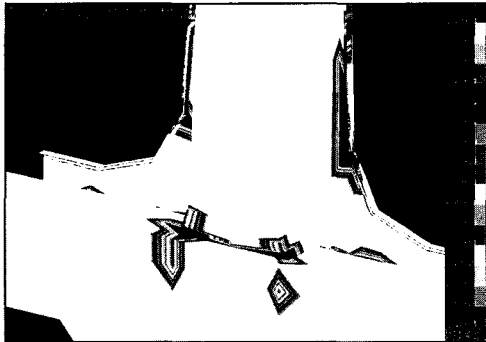


Fig. 9 Damage contour of window pillar

피로해석은 IBM R/S 6000 워크스테이션에서 MSC.FATIGUE8.0을 이용하여 Table 6과 같이 해석하였다. 윈도우필라의 피로물성치는 무기력계수에 의한 S-N 곡선을 사용하였으며, 모델에 작용하는 하중이력은 윈도우필라에서 얻은 실동하중을 이용하여 해석을 수행하였다.

Fig. 9는 역문제에 의한 실동하중과 무기력계수에 의한 S-N곡선을 이용하여 피로해석을 수행한 윈도우 필라의 피로해석 결과이다. 점용점점 근접 절점의 피로 수명은 11200 사이클(cycles)을 보였다. 본 연구에서 1분 동안의 실동하중을 샘플링 레이트로 사용하였으며, 시험속도가 약 500 m/min 이므로 이를 주행거리로 환산하면 약 5600 km이다. 벨지안 모드 시험로에서의 주행시험 결과(18) 윈도우필라의 내구수명이 약 5000 km 이므로 6%의 오차범위 내에서 근사한 값을 보임을 알 수 있다. 벨지안모드는 일반 도로조건의 약100배 정도의 가속도를 지닌 도로이므로 실제로는 50만 km 이상의 내구수명인 셈이다.

전체차량에 대한 내구해석은 취약부위의 발견순서나 내구수명이 큰 차이를 보이는 것에 비교하여,

윈도우필라에 입력되는 실동하중을 추정하고 이를 직접 윈도우필라의 유한요소해석에 적용함으로써 매우 근사한 결과를 얻을 수 있었다.

5. 결론

기계구조물의 입력하중을 해석하고 피로수명을 평가하기 위하여 실동하중 추정기법 및 무기력계수에 관한 연구를 수행하였다. 제안된 연구기법은 T형 구조물에 적용하여 타당성을 검증하였으며, 역문제 및 적절화법을 이용한 실동하중 해석기법을 도시형버스에 적용하여 노면으로부터 버스구조물에 인가되는 하중을 해석하고, 무기력계수에 의한 S-N 곡선을 이용하여 구조물 중 가장 취약한 부분으로 평가되는 윈도우필라의 피로수명을 평가하였다. 이상의 과정을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기계구조물에 작용하는 외력은 단위변형률에 의한 행렬과 실제 운전하중에 의한 측정변형률 행렬의 조합에 대한 선형중첩의 원리와 역문제에 의하여 실동하중으로 구해질 수 있다.
- 2) 준정적 인장시험으로부터 재료의 과단시간측정에 의하여 무기력계수를 구하고 이에 의하여 S-N 곡선을 구하였다.
- 3) 산출된 실동하중과 S-N곡선을 이용하여 전산 피로해석을 통한 정량적인 피로수명을 평가하였다.

본 연구에서 제안하는 실동하중해석 및 S-N 곡선은 구조물의 기하학적 구조에 무관하므로 임의의 기하학적 형상을 가지는 기계구조물에 적용될 수 있다. 실제하중에 근사한 실동하중을 이용하여 피로해석을 수행함으로써 해석결과를 곧바로 설계 및 피로평가의 판단지수로 이용할 수 있다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 지역대학우수과학자지원연구(R05-2001-000-01132-0)로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- 1) E. Safak, "Adaptive Modeling, Identification

- and Control of Dynamic Structural System:(I) Theory," ASCE Journal of Engineering Mechanics, pp.2386-2405, 1989.
- 2) J. F. Doyle, "An Experimental Method for Determining the Dynamic Contact Law," Experimental Mechanics, Vol.24, pp.10-16, 1984.
 - 3) G. S. Whitson, "Remote Impact Analysis by use of Propagated Acceleration Signals: Theoretical Methods," Journal of Sound and Vibration, Vol.97, No.1, pp.35-51, 1984.
 - 4) J. E. Michaels, Y. H. Pao, "Determination of Dynamic Forces from Wave Motion Measurements," Journal of Applied Mechanics, pp.61-68, 1986.
 - 5) S. B. Shin, "The Inverse Problem in Structural Engineering," Journal of Korean Society of Steel Construction, Vol.7, No.3, pp.43-48, 1995.
 - 6) J. S. Cheon, "Inverse Analysis Approach to Flow Stress Evaluation by Small Punch Test," Journal of Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.24, No.7, pp.1753-1762, 2000.
 - 7) H. S. Park, Y. S. Park, "Impact Force Reconstruction and Impact Model Identification Using Inverse Dynamics of an Impacted Beam," Journal of Korean Society of Mechanical Engineers, Vol.19, No.3, pp.623-630, 1995.
 - 8) J. H. Song, S. M. Yang, H. I. Park, H. Y. Kang, "The Analysis of Practical Dynamic Load of Structure with Quasi-Static Analysis and Inverse Problem," 2001 Spring Conference of KSAE, Vol.2, pp.651-657, 2001.
 - 9) J. H. Song, H. Y. Kang, S. M. Yang, "Identification of Force applying on Mechanical Structure with Inverse Problem and Regularization Method for Fatigue Analysis," Proceedings of the Asian Conference on Multibody Dynamics, pp.174-181, 2002.
 - 10) H. Kitagawa, T. Satoh, M. Fujimoto, "Fatigue Strength of Single Spot-Welded Joints of Rephosphorized High-Strength and Low-Carbon Steel Sheets," SAE 850371, pp.114-126, 1985.
 - 11) M. Mizui, T. Sekine, A. Tsujimura, T. Takishima, Y. Shimazaki, "An Evaluation of Fatigue Strength for Various Kinds of Spot-Welded Test Specimen," SAE 880375, pp.382-391, 1988.
 - 12) T. Yamauchi, N. Takeda, T. Sakai, H. Yoshikawa, "Analysis of Side Bending Stress of Heavy Truck Frame by FEM," SAE 922472, 1992.
 - 13) MSC.PATRAN8.0 User's Guide.
 - 14) MSC.NASTRAN70.5 User's Guide.
 - 15) S. M. Yang, H. Y. Kang, H. G. Kim, J. H. Song, "Fatigue Life Prediction of Bolted Joints in Vehicle Structures by the Lethargy Coefficient," International Journal of Vehicle Design, Vol.30, No.1/2, 2002.
 - 16) S. M. Yang, H. Y. Kang, J. H. Song, S. J. Kwon, "Failure life Prediction by Simple Tensile Test under Dynamic Load," ICF, pp.407-413, 1997.
 - 17) MSC/FATIGUE, MSC/FATIGUE Technical notes, Macneal-Schwendler Corp., 1998.
 - 18) S. W. Won, C. S. Hyun, "Durability Analysis of Vehicle Joint with Exciting Load from Road," Technical Report of Hyundai Motors Company, pp.242-249, 1997.