

# 결합부위 단순모델의 정확성 평가 방법의 개발

## Accuracy Evaluation of Alternative Concept Joint Models

이 광 주<sup>1)</sup>

Lee, Kwang Ju

요 약 : 결합부위의 해석을 위하여, 계산 효율과 정확성이 모두 뛰어난 단순모델의 사용이 필요한 경우가 많다. 이 단순모델은 결합부위의 특성을 잘 묘사하는 파라미터들로 구성된다. 이들 파라미터의 값은 실험을 통하여 얻어지게 된다. 따라서 단순모델은 실험에서 사용된 하중하에서는 결합부위의 거동을 잘 묘사하지만, 그외 다른 하중하에서는 결합부위의 거동을 어느 정도 구현할지 알 수 없다. 따라서 단순모델의 정확성을 객관적으로 얻을 수 있는 방법이 필요하게 된다. 본 연구에서는 역최적화 (antioptimization) 개념으로 최악의 하중조건을 정의하여, 이 하중하에서 단순모델의 정확성을 평가하는 방법을 제시하였다. 최악의 하중조건 하에서, 용접으로 체결된 3차원 결합부위의 단순모델과 2차원 구조물에서의 결합부위 단순모델의 정확성을 평가하였다.

ABSTRACT : The concept models are used for the analysis of joints because they are simple to use and accurate. The modeling parameters of concept models are estimated using the results of experiments performed on the joints. The concept joint models accurately describe the behavior of joints under the loads which are used in the experiments for the estimation of parameters. However, they may not be accurate under the loads which are not used in the experiments. The accuracy can be dependent on the loads which are used in the evaluation of accuracy. In this study, antioptimization is presented to find the worst possible loads, under which the accuracy of concept joint models can be evaluated. The procedure was applied to the accuracy evaluation of concept joint models in an isolated 3-D joint and 2-D joints of a vehicle structure.

핵심용어 : 결합부위, 단순모델, 역최적화, 최악의 하중, 파라미터 등정

KEYWORDS : Joints, Concept models, Antioptimization, Worst loads, System Identification

---

1) 정회원, 한국기술교육대학교 산업기계공학과 부교수, 공학박사

---

본 논문에 대한 토의를 1999년 8월 31일까지 학회로 보내 주시면 토의 회답을 게재하겠습니다.

## 1. 서 론

결합부위 (Joints)는 하중을 전달하는 2개 이상의 구조 부재들이 서로 연결되는 부분 구조를 의미한다.<sup>(1)</sup> 이들 결합부위는 전체 구조물의 거동에 큰 영향을 미치므로 이들의 정확한 모델링은 매우 중요하다. 그러나 결합부위는 대개 복잡한 기하학적 형상 등을 갖기 때문에 이의 거동을 정확히 모델링하여 해석하기가 힘들다. 따라서 정확한 해석을 위해서는 각 결합부위 마다 수천개의 유한요소로 구성된 '상세 모델'을 사용하여야 한다. 이와 같은 모델은 정확성은 뛰어나지만 계산 효율이 나쁜 단점을 가지고 있다. 이를 보완하기 위하여 비교적 정확하면서도 계산 효율은 훨씬 뛰어난 '단순 모델'이 사용되는 경우가 많다. 단순모델에서는 보와 같은 단순한 요소를 사용하여 구조 부재를 모델링하게 된다. 또한, 구조 부재들이 서로 연결되는 결합부위에서의 유연성 또는 강성을 설명하기 위하여 스프링 등을 파라미터로 사용한다.

결합부위의 모델에 관한 연구는 1970년 대에 이르러 시작되었다. Chang<sup>(2)</sup>은 결합부위 강성을 수학적으로 모델링하였다. Rao<sup>(3)</sup>는, 결합부위의 거동을 보다 정확히 표현하기 위해서 강성과 함께 회전중심의 위치를 고려하였다. Yamazaki와 Inoue<sup>(4)</sup>는 서로 다른 평면상에서의 회전사이의 간섭 (Coupling) 효과를 고려하였다. Hughes<sup>(5)</sup>는 결합부위를 보강하기 위해 결합부위 주위에 연결된 보강재의 효과를 고려한 모델을 제시하였다. Sakurai와 Kamada<sup>(6)</sup>는 결합부위 강성을 효과적으로 증가시킬 수 있는 방법을 제시하였다. Whitney<sup>(7)</sup>는 자동차의 현가장치 결합부위의 강성 증가 방안을 제시하였다. Lee와 Nikolaidis<sup>(8)</sup>는 결합부위에 연결된 부재 길이의 영향을 분석하였다

역최적화 (Antioptimization)란 가장 가혹한 설계조건을 찾는 과정을 뜻하는 용어로서 Elishakoff<sup>(9,10)</sup>에 의해 처음으로 사용되었다.

역최적화를 이용하여 두 모델 사이에서 발생할 수 있는 최대의 오차를 발생시킬 수 있는 조건을 구할 수 있다. 따라서 어떤 특정한 몇가지 조건에서가 아니라 수학적으로 발생 가능한 가장 혹독한 조건에서 두가지 모델을 서로 비교할 수 있는 방법을 얻을 수 있다. Gahghadharan 등<sup>(11)</sup>은 두 요한요소 모델 사이의 변형에너지 사이의 차이를 최대화시키는 하중을 찾아서, 이를 이용하여 두 모델을 서로 비교하였다. Haftka와 Kao<sup>(12)</sup>는, 복합재료의 파괴모델들 사이의 차이를 최대화하는 하중, 기하학적 조건, 적층각도 등을 구하였다.

이상에서 살펴본 것처럼, 결합부위에 대한 연구와 역최적화에 대한 연구는 각각 활발히 진행되고 있으나, 이들 두 분야에 대한 연구는 서로 잘 연결되지 않고 있다. 본 연구에서는 역최적화를 이용하여 결합부위의 여러 단순모델들의 상대적인 정확성을 평가하는 방법을 제시하려고 한다. 이 비교하는 방법은 어떤 특정한 조건하에서 이루어지는 것이 아니고, 발생 가능한 가장 최악의 상황에서 이루어 지므로 서로 다른 특성을 갖는 단순모델들 (Alternative Concept Joint Models) 사이의 정확성이 객관적으로 비교될 수 있다.

## 2. 결합부위의 단순모델

결합부위의 단순모델에서는 여러 가지의 파라미터를 사용하여 결합부위의 거동 특성을 묘사한다. 예를 들면, 회전변형 스프링의 크기를 파라미터로 사용하여 결합부위의 유연성을 표현하고, 이 회전변형 스프링의 위치를 파라미터로 사용하여 결합부위에 연결된 부재의 회전중심의 위치를 설명하며, 이 회전변형 스프링의 방향을 파라미터로 사용하여 서로 다른 평면에서의 회전 사이의 상호 간섭효과를 설명한다. 위에서 언급한 모든 파라미터들을 사용하면 결합부위의 거동을 단순모델로 정확하게 묘사할 수 있다. 그러나 이 경우

많은 파라미터의 사용으로 단순모델이 지나치게 복잡하게 된다. 많은 경우에 이 모든 파라미터들을 사용하지 않고, 결합부위의 거동을 제대로 묘사할 수 있는 경우도 있다. 본 연구에서는 다음과 같은 단순모델들을 사용하였다<sup>(13)</sup> :

1. **단순모델 1** : 결합부위의 거동 특성 중에서 유연성만을 표현하는 모델. 이를 위하여 회전변형 스프링의 크기를 파라미터로 사용한다. 따라서 3차원의 경우에, 3개의 스프링 값을 파라미터로 사용한다.

2. **단순모델 2** : 결합부위의 거동 특성 중에서 유연성과 결합부위에 연결된 부재의 회전중심의 위치를 표현하는 모델. 이를 위하여 회전변형 스프링의 크기와 결합부위에 연결된 부재길이 방향으로의 회전중심의 위치를 파라미터로 사용한다.

3차원의 경우에, 3개의 스프링 값과 비틀림 변형에 관련된 스프링을 제외한 나머지 두 스프링의 부재길이 방향으로의 위치 등 모두 5개의 파라미터를 사용한다.

3. **단순모델 3** : 결합부위의 유연성, 회전중심의 위치와 함께, 서로 다른 평면에서의 회전사이의 간섭효과를 표현하는 모델. 세 스프링의 방향은 주어진 좌표축과 임의의 각도를 가질 수 있으나, 세 스프링의 방향은 서로 직교한다는 구속 조건이 있다. 3차원의 경우에, 모두 10개의 파라미터를 사용한다.

4. **단순모델 4** : 결합부위의 유연성, 회전중심의 위치와 함께, 서로 다른 평면에서의 회전사이의 간섭효과를 표현하는 모델. 단순모델 3과의 차이점은, 이 모델에서는 세 스프링 방향이 서로 직교할 필요없이 임의의 각도를 가질 수 있다는 점이다. 3차원의 경우에 모두 13개의 파라미터를 사용한다.

### 3. 역최적화 (Antioptimization)을 이용한 모델의 정확성 비교

역최적화는 가장 혹독한 설계 조건을 찾는 과정을 의미한다. 본 연구에서는 서로 다른 두 모델을 이용한 해석결과 사이의 비교를 위해서 역최

적화 기법을 사용하였다. 즉 두 모델을 비교하기 위해서, 해석결과 사이의 차이가 가장 크게 (혹독하게) 나타나는 하중을 고려하는 것이다. 본 연구에서는 구조의 변형에너지 관점에서, 다음의 두 가지 방법으로 모델들을 비교하였다 :

1. 두 모델 (모델 A 와 모델 B) 의 변형에너지 차이를 최대화 시키는 하중 ;

$$\text{load such that max. } |U_{\text{ModelA}} - U_{\text{ModelB}}| \quad (1)$$

2. 두 모델 (모델 A 와 모델 B) 의 변형에너지 비 (비율)을 최대화 시키는 하중 ;

$$\text{load such that max. } U_{\text{ModelA}}/U_{\text{ModelB}} \quad (2)$$

본 연구에서 Model A와 Model B는 각각 단순모델과 상세모델에 해당된다.

위 식들에서,  $U$ 는 변형에너지를 의미하며 이는 하중벡터,  $\vec{q}$ 와 유연성 행렬,  $F$ 에 의해서 다음과 같이 표시될 수 있다 ;

$$U = \vec{q}^T F \vec{q} \quad (3)$$

식 (3)을 식 (1)에 대입할 경우, 두 모델의 변형에너지 차이를 최대화 시키는 하중은 다음과 같은 고유치 문제로 귀결된다<sup>(14)</sup> ;

$$[(F_{\text{ModelA}} - F_{\text{ModelB}}) - \lambda] \vec{f} = 0 \quad (4)$$

즉 두 모델의 변형에너지 차이를 최대화 시키는 하중은, 두 모델에서 구한 유연성 행렬의 차이,  $F_{\text{ModelA}} - F_{\text{ModelB}}$ , 의 최대 고유치에 대응하는 고유벡터로 표시된다.

식 (3)을 식 (2)에 대입할 경우, 두 모델의 변형에너지 비는 레이일리 지수 (Rayleigh Quotient)가 된다. 따라서 두 모델의 변형에너지 비를 최대화 시키는 하중은 다음과 같은 일반화된 고유치 문제 (Generalized Eigenvalue) 문제로 귀결된다<sup>(14)</sup> ;

$$[F_{ModelA} - \lambda F_{ModelB}] \vec{f} = 0 \quad (5)$$

즉 두 모델의 변형에너지 비를 최대화 시키는 하중은, 식 (5)의 최대 고유치에 대응하는 고유벡터로 표시된다.

### 4. 3차원 결합부위의 예

그림 1에 보여진 결합부위가 고려되었다. 이 결합부위의 수평부재와 수직부재는 각각 용접으로 서로 연결되었다. 그림 1에 보여진 결합부위의 수직부재는 기하학적으로 복잡한 형상을 가지므로, 이의 상세모델을 구성하여 수치해석적 실험을 수행하는 것이 매우 힘들다. 이 문제를 해결하기 위해서 원래의 수직부재의 윗 부분을 잘라내고 길이가 1,000.0 (mm)인 직선의 보를 삽입하여, 이 보에 하중을 가하고 이 보에서 변위를 구하였다.

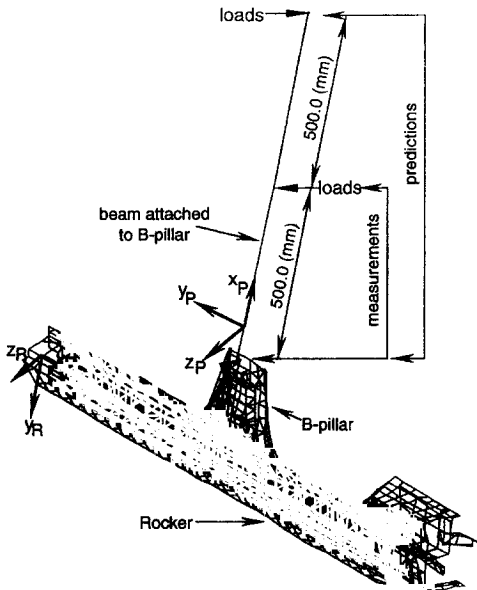


그림 1. 용접으로 연결된 3차원 결합부위 예.

파라미터 등장 (System identification)에서 사용될 실험결과를 얻기 위해서, 실제 실험을 수행하지 않고 수치해석적 실험을 수행하였다. 즉, 그림 1에 보여진 결합부위의 상세모델을 구성하여, 수직부재 일부 대신에 부착된 직선 보의 끝단에 하중을 가하고, 이 직선 보를 따라서 변위를 계산하였다. 이 계산 결과를 실제 실험에서 구한 값으로 생각하고 이 값을 이용하여 여러 가지 단순모델의 파라미터 값을 구하였다.

각각의 단순모델과 상세모델과의 오차를 최대한으로 하는 최악의 하중을 고려하기 위하여, 식 (1)에 보여진, 두 모델사이의 변형에너지 차이를 최대화 시키는 하중을 고려하였다. 표 1에 각각의 단순모델에 대하여, 최악의 하중벡터의 성분을 표시하였다. 또한 최악의 하중하에서, 단순모델의 변형에너지와 상세모델의 변형에너지의 비를 표 1에 표시하였다. 표 1에 의하면, '단순모델 3'과 '단순모델 4'의 정확도가 매우 좋음을 알 수 있다 (제2장 참고).

표 1. 식 (4)를 이용한 최대 고유치, 최악의 하중, 변형에너지의 비교.

단순모델 종류	모델 4	모델 3	모델 2	모델 1	
$\lambda_{\max}^a$	5.5929 $\times 10^{-4}$	6.3811 $\times 10^{-4}$	2.4834 $\times 10^{-3}$	1.1086 $\times 10^{-2}$	
$\vec{f}_{\text{уст}}^b$	$f_x$	0.7093	-0.6474	-0.1841	-0.0491
	$f_y$	-0.1354	0.1036	0.6687	0.1870
	$f_z$	-0.6918	0.7551	0.7204	0.9811
	$M_x$	-0.0002	0.0002	0.0021	0.0007
	$M_y$	0.0007	-0.0010	-0.0007	-0.0011
	$M_z$	-0.0001	0.0001	0.0006	0.0002
$U_{\text{ratio}} (\%)^c$	98.16	98.21	92.97	81.42	

<sup>a</sup> 식 (4)에 표시된 최대 고유치

<sup>b</sup> 최대 고유치(에)에 대응하는 고유벡터.

<sup>c</sup> 단순모델과 상세  $\lambda_{\max}$  모델의 변형에너지의 비

그림 2에 전체 변형에너지를 각 방향의 성분으로 분해하여 도시하였다. 이 그림에서의 변형에너지는 상세모델에서의 총 변형에너지의 백분율로

표시하였다. 여러 방향의 변형에너지 중에서, 결합부위가 위치한 평면 바깥 방향의 휨 성분이 가장 큰 값을 갖는다는 것을 알 수 있다.

각 단순모델의 정확도를 판정하기 위해서, 최악의 하중 하에서 다음의 값을 구하였다 ;

$$Error = \frac{\sum |u_{c_i} - u_{d_i}|}{\sum |u_{d_i}|} \times 100 (\%) \quad (6)$$

위 식에서  $u_{c_i}$ 와  $u_{d_i}$ 는 각각 단순모델과 상세 모델 변위벡터 6개의 성분에 해당된다. 위 식에서 오차의 측정 값을 각 단순모델에 대하여 구하여 그림 3에 정리하였다. 최악의 하중하에서도, '단순모델 4'와 '단순모델 3'의 경우, 식 (6)에 의한 변위의 평균오차가 대략 5.0 (%) 이내임을 알 수 있다.

표 1, 그림 2, 그림 3에 의하면, 단순모델 중에서 '단순모델 4'와 '단순모델 3'만이 정확도가 뛰어나다는 것을 알 수 있다. 그 이유는 다른 두 모델에서는 서로 다른 평면에서의 회전사이의 간섭효과가 고려되지 않았기 때문이다. 본 예제에서 사용된 결합부위는 복잡한 형상을 가지며 기하학적인 대칭성을 가지고 있지 않다. 따라서 서로 다른 평면에서의 간섭효과를 무시할 경우, 단순모델의 정확도가 나빠지게 됨을 알 수 있었다.

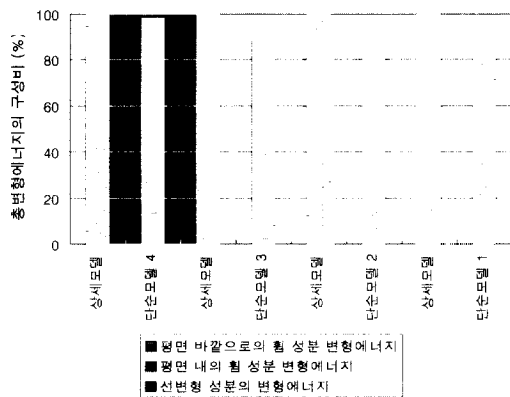


그림 2. 식 (4)에서 정의된 최악의 하중하에서의 변형에너지의 값.<sup>3)</sup>

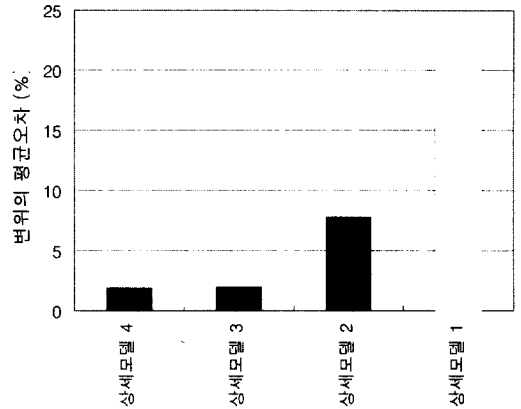


그림 3. 식 (4)에서 정의된 최악의 하중하에서 예측된 변위의 평균 오차.

식 (2)에 보여진, 두 모델사이의 변형에너지의 비를 최대화 시키는 하중 또한 고려하였다. 표 2에 각각의 단순모델에 대하여, 최악의 하중벡터의 성분을 표시하였다. 또한 최악의 하중하에서, 단순모델의 변형에너지와 상세모델의 변형에너지의 비를 표 2에 표시하였다.

표 2. 식 (5)를 이용한 최대 고유치, 최악의 하중, 변형에너지의 비교. (6×6 유연성 행렬).

단순모델 종류	모델 4	모델 3	모델 2	모델 1	
$\lambda_{max}^a$	3.4525	3.3295	3.5687	3.3759	
$\vec{f}_{ust}^b$	$f_x$	0.0608	0.0649	0.0733	0.0928
	$f_y$	-0.0020	-0.0019	-0.0023	-0.0034
	$f_z$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0001
	$M_x$	-0.2128	-0.2459	0.0019	0.0112
	$M_y$	0.0408	0.0544	0.1631	0.5040
	$M_z$	0.9744	0.9656	0.9839	0.8587
$U_{ratio} (\%)^c$	28.96	30.03	28.02	29.62	

<sup>a</sup> 식 (5)에 표시된 최대 고유치

<sup>b</sup> 최대 고유치( $\lambda_{max}$ )에 대응하는 고유벡터.

<sup>c</sup> 단순모델과 상세모델의 변형에너지의 비

3) 변형에너지의 값은 상세모델의 변형에너지 값에 대한 백분율로 표시됨.

표 2에 의하면, 4가지 단순모델에 의한 변형에너지의 표현값이 모두 매우 나쁨을 알 수 있다. 그 이유는 다음과 같이 설명된다 : 표 2에 의하면, 최악의 하중벡터 성분 중에서  $x$ -축과  $z$ -축에 관한 모멘트의 성분이 가장 지배적임을 알 수 있다. 그러나 모멘트 성분에 대응하는 유연성 행렬의 성분 값이 작기 때문에, 모멘트 성분에 의한 변형에너지의 크기는 매우 작아지게 된다. 따라서 최악의 하중벡터 성분 중에서 두 모멘트 성분 다음으로 크기가 큰  $x$ -축 방향의 힘에 의한 변형에너지의 성분이 가장 큰 기여를 하게 된다. 그러나 본 연구에서 사용된 단순모델들에서는  $x$ -축 방향의 선형 유연성을 고려하기 위한 선변형 스프링을 고려하지 않았다. 이 때문에 150에 식 (2)를 사용한 최악의 하중하에서는 단순모델들을 이용한 변형에너지의 값이 상세모델과 큰 차이를 보이게 된다. 그러나 결합부위에서 선방향의 유연성은 휨 방향의 유연성 보다 그 크기가 매우 작으므로 표 2의 결과는 큰 의미가 없다. 실제로 상세모델을 이용한 유연성 행렬의 대각선 방향의 요소 값을 비교하면 다음과 같다 ;  $0.35 \times 10^{-4}$  ( $x$ -축 방향),  $0.28 \times 10^{-2}$  (평면내의 휨 방향),  $0.61 \times 10^{-1}$  (평면 바깥으로의 휨 방향). 즉,  $x$ -축 방향의 선방향 유연성과 이에 의한 변형에너지의 성분은 크기가 작아서 실제로 중요하지 않다.

따라서 두 모델 사이의 변형에너지의 비를 최대화 시키는 하중을 고려하기 위하여,  $x$ -축 방향의 유연성을 고려하지 않고 식 (2)에 보여진 하중을 고려하였다. 따라서  $5 \times 5$  크기의 유연성 행렬을 고려하여, 그 결과를 표 3에 정리하였다.

그림 4에 전체 변형에너지를 각 방향의 성분으로 분해하여 도시하였다. 이 그림에서의 변형에너지는 상세모델에서의 총 변형에너지의 백분율로 표시하였다. '단순모델 4'와 '단순모델 3'의 경우에는, 결합부위가 위치한 평면 내의 휨 방향 성분이 가장 큰 값을 갖고, 다른 단순모델의 경우에는

평면 바깥으로의 휨 방향 성분이 가장 큰 값을 갖는다는 것을 알 수 있다.

표 3. 식 (5)를 이용한 최대 고유치, 최악의 하중, 변형에너지의 비교. ( $5 \times 5$  유연성 행렬).

단순모델 종류	모델 4	모델 3	모델 2	모델 1	
$\lambda_{\max}^a$	1.0739	1.0755	1.2832	1.5068	
$f_{\text{orst}}$ b	$f_x$	n/a	n/a	n/a	n/a
	$f_y$	-0.0011	-0.0011	-0.0005	-0.0015
	$f_z$	0.0000	-0.0001	-0.0006	0.0004
	$M_x$	0.0023	0.0021	-0.2146	0.0768
	$M_y$	-0.0236	-0.0733	-0.5473	0.8743
	$M_z$	0.9997	0.9973	0.8089	-0.4793
$U_{\text{ratio}} (\%)^c$	93.12	92.98	77.93	66.37	

a 식 (5)에 표시된 최대 고유치

b 최대 고유치 ( $\lambda_{\max}$ )에 대응하는 고유벡터.

c 단순모델과 상세모델의 변형에너지의 비

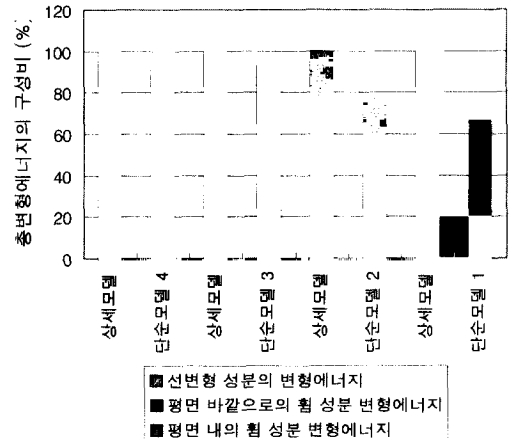


그림 4. 식 (5)에서 정의된 최악의 하중하에서의 변형에너지의 값.4)

4) 변형에너지의 값은 상세모델의 변형에너지 값에 대한 백분율로 표시됨.

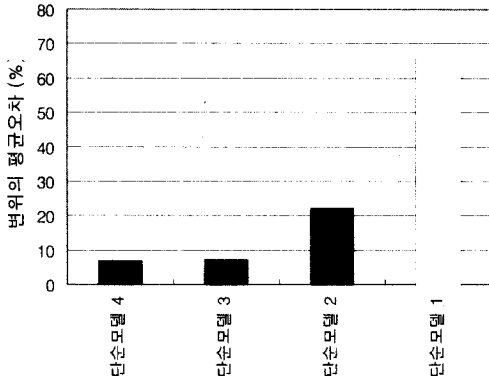
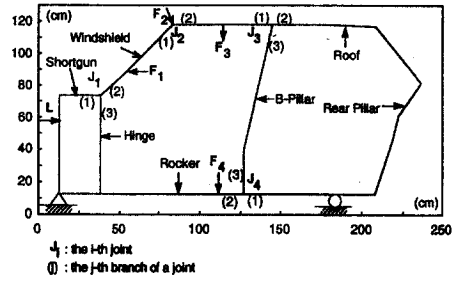


그림 5. 식 (5)에서 정의된 최악의 하중하에서 예측된 변위 값에서의 오차의 척도.

식 (6) 에서 구한 오차의 측정값을 각 단순모델에 대하여 구하여 그림 5에 정리하였다. 최악의 하중하에서도, '단순모델 4'와 '단순모델 3'의 정확도는 대략 10.0 (%)이내임을 알 수 있다. 표 3, 그림 4, 그림 5에 의하면, 식 (1)에 표시된 하중에서 처럼 식 (2)에 표시된 하중하에서도 '모델 4'와 '모델 3' 만이 정확도가 뛰어나다는 것을 알 수 있다.

### 5. 2차원 자동차 차체구조 결합부위 예

역최적화 (antioptimization)을 그림 6에 보여진 2차원 자동차 차체 구조의 결합부위 모델에 대하여 적용하고자 한다. 그림 6에 보여진 자동차 차체의 4개 결합부위를 각각 2가지 방법으로 모델링하였다. 즉 그림 7에 보여진 것처럼, 이들 결합부위를 모델 A로 모델링하였다가 이를 모델 B로 단순화시킬 수 있는지를 역최적화로 검증하였다. 그림 6에 보여진 결합부위의 파라미터 값을 그림 7의 기호를 사용하여 표 4에 나타내었다. 모델 A는 Hughes<sup>(5)</sup>가 제시한 결합부위의 모델과 유사한 형태의 모델이다.



$J_i$  : j-번째 결합부위

(j) : 어떤 결합부위에서 j-번째 부재

그림 6. 4개의 결합부위를 갖는 2차원 자동차 차체 모델.

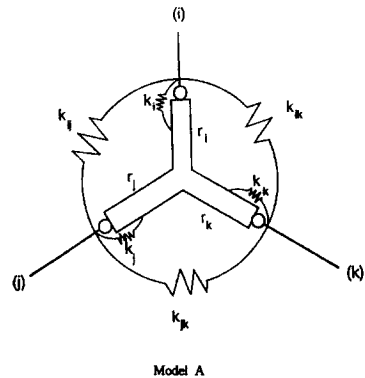


그림 7a. 결합부위의 두가지 단순모델 : 모델 A (뒤에 계속)

식 (1)에 보여진, 두 모델사이의 변형에너지 차이를 최대화 시키는 하중을 고려하였다. 식 (4)에서부터,  $\lambda_{\max} = 0.2648 \times 10^{-7}$ ,  $\vec{f}_{\text{worst}} = (f_x, f_y, M_z)$ 를 얻을 수 있었다. 이 하중하에서 모델 B의 변형에너지는 모델 A의 변형에너지의 100.02 (%)이었다. 즉 모델 A 대신에 모델 B를 사용할 경우, 최악의 상황에서도 변형에너지의 관점에서 오차가 0.02 (%) 이내임을 알 수 있었다.

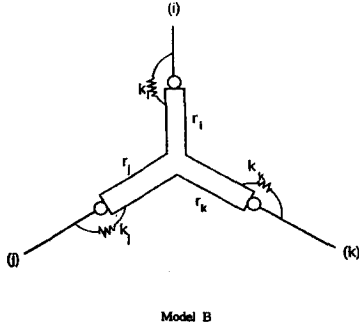


그림 7b. 결합부위의 두가지 단순모델 : 모델 B

표 4. 그림 6에 보여진 자동차 결합부위를 그림 7의 모델 A로 모델링하였을 경우의 파라미터 값.

$J_i$	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$k_{23}$	$k_{13}$	$k_{12}$	$r_1$	$r_2$	$r_3$
$J_1$	$\infty$	7.9	$\infty$	4.0	4.0	4.0	12.5	50.8	12.7
$J_2$	11.3	11.3	n/a	n/a	n/a	5.7	50.8	50.8	n/a
$J_3$	11.3	11.3	4.5	2.3	2.3	2.3	76.2	76.2	25.4
$J_4$	$\infty$	$\infty$	11.3	5.7	5.7	5.7	12.7	12.7	25.4

$J_i$  : j-번째 결합부위

단위 :  $k_i, k_{ij}$  ( $\times 10^7$  N-mm/rad),  $r_i$  (mm)

식 (2)에 보여진, 두 모델사이의 변형에너지의 비를 최대화 시키는 하중 또한 고려하였다. 식 (5)에서 부터,  $\lambda_{\max} = 1.0000$ ,  $\vec{f}_{worst} = (f_x, f_y, M_z) = (0.0556, 0.0212, 0.9982)$ 를 얻을 수 있었다. 이 하중하에서 모델 B의 변형에너지는 모델 A의 변형에너지의 100.00 (%)이었다. 즉 모델 A 대신에 모델 B를 사용할 경우, 최악의 상황에서도 변형에너지의 관점에서 소숫점 2자리 범위 이내에 서 오차가 없음을 알 수 있었다.

## 6. 결 론

역최적화 (antioptimization)을 사용하여 결합부

위 단순모델의 정확성을 비교하기 위한 본 연구의 방법을 3차원 단위 결합부위와 2차원 자동차 차체 구조에서의 결합부위 단순모델의 정확성 평가에 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 구조해석의 효율을 위하여 결합부위의 모델링에 단순모델을 사용할 경우, 사용될 단순모델의 계산 정확성이 어느 정도일지 예측할 수 없다. 이는 단순모델의 파라미터 값을 구할 때 사용하는 실험에서 모든 종류의 하중을 고려할 수 없기 때문이다. 본 연구에서는 역최적화를 이용하여, 사용될 단순모델의 정확성을 최악의 하중에서 구하는 방법을 제시함으로써 예상되는 오차의 상한을 구할 수 있음을 보여 주었다.

(2) 결합부위의 단순모델은 그 정확성에 비해 하여 많은 복잡한 종류의 파라미터로 구성된다. 그러나 지나치게 많은 파라미터 개수는 파라미터 값을 구하는데 문제를 초래한다. 3차원 단위 결합부위 예제에서는 어떤 최악의 하중하에서도 단순모델 3과 단순모델 4의 오차가 약 1% 이내이며, 2차원 자동차 구조에서의 결합부위 예제에서는 어떤 최악의 하중하에서도 모델 A와 모델 B의 오차가 0.02% 이내임을 알 수 있었다. 따라서 첫번째 예제에서는 단순모델 4보다는 단순모델 3을, 두 번째 예제에서는 모델 A 보다는 모델 B를 사용하는 것이 같은 정확성을 가지고 계산 효율을 높일 수 있음을 알 수 있었다. 따라서 역최적화를 통하여 단순모델의 불필요한 복잡성을 막을 수 있음을 알 수 있었다.

## 감사의 말

이 논문은 1996년도 한국학술진흥재단의 공모 과제 연구비에 의하여 연구되었습니다. 연구를 지원해주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

(1) Sin, H.F., Hosseini, A.K., Zebrowski, M.P., and



- Dorenabum, J.V., "A Survey on Joint Investigations at Ford", *Interim Report in Ford Motor Co.*, July 1991.
- (2) Chang, D.C., "Effects of Flexible Connections on Body Structural Response", *SAE Transactions*, Vol.83, 1974, pp.233-244.
- (3) Rao, M.K., Zebrowski, M.P., and Crabb, H.C., "Automotive Body Joint Analysis for Improved Vehicle Response", *Proceedings of International Symposium on Automotive Technology and Automation*, Vol.2, 1983, pp.953-973.
- (4) Yamazaki, I. and Inoue, T., "An Application of Structural-Acoustic Coupling Analysis to Boom Noise", SAE Paper No. 891996, 1989.
- (5) Hughes, O.F., *Ship Structural Design : A Rationally-Based, Computer-Aided Optimization Approach*, John Wiley & Sons, Inc., 1988, pp.302-315.
- (6) Sakurai, T. and Kamada, Y., "Structural Joint Stiffness of Automotive Body", *SAE International Congress and Exposition*, SAE Paper No. 880550, 1988.
- (7) Whitney, R., "Stiffness of the Rear Suspension Crossmember to Rail Joint", *Interim Report in Ford Motor Co.*, 1991.
- (8) Lee, K. and Nikolaidis, E., "Effect of Member Length on the Parameter Estimates of Joints", *Computers and Structures*, Vol.68, 1998, pp.381\_391.
- (9) Elishakoff, I., "On the Uncertainty Triangle", *The Shock and Vibration Digest*, Vol.22, No.10, 1990.
- (10) Elishakoff, I., "Convex versus Probabilistic Modeling of Uncertainty in Structural Dynamics", *Structural Dynamics : Recent Advances*, Elsevier, London, 1991.
- (11) Gangadharan, S.N., Nikolaidis, E., Lee, K., and Haftka, R.T., "The Use of Antioptimization to Compare Alternative Structural Models", *34-th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC SDM Conference*, La Jolla, California, April, 1993, pp.534-543.
- (12) Haftka, R.T. and Kao, P.J., "The Use of Optimization for Sharpening Differences between Failure Models", *ASME Winter Annual Meeting*, Dallas, Texas, November 25-30, 1990.
- (13) Nikolaidis, E. and Lee, K., "A 3-D Joint Model for Automotive Structures", *SAE Transactions Vol. 101, Section 6 (Journal of Passenger)*, 1993, pp.1220-1232.
- (14) Strang, G., "Linear Algebra and Its Applications", *Academic Press*, 2-nd Ed, 1980, pp.266-267.

(접수일자 : 1998년 12월 7일)