

# FEM을 이용한 Dynamic Locking Tongue(DLT)의 강도 해석 및 형상 최적화

최지훈\* · 박태원\*\* · 이진희\*

\* 아주대학교 기계공학부

## Stress Analysis and Shape Optimization of Dynamic Locking Tongue (DLT) Using FEM

Ji Hun Choi\*, Tae Won Park\*\* and Jin Hee Lee\*

\* Dept. of Mechanical Engineering, Ajou Univ.

(Received August 23, 2011 ; Revised March 30, 2012 ; Accepted April 10, 2012)

**Key Words:** Seat Belt(안전벨트), Tongue(팅), Lock Bar(잠금 바), Webbing(웨빙), Structure Analysis(구조해석), Finite Element Model(유한요소모델), Shape Optimization(형상 최적화)

**초록:** 안전벨트의 역할은 차량 충돌이 발생했을 때 운전자를 보호하는 것이다. 그러나 강한 충돌이 발생하게 되면 운전자가 안전벨트에서 미끄러지게 되어 강한 충격을 받는다. 그러므로 이러한 현상을 방지하기 위해 새로운 안전벨트의 개발이 필요하다. 이 연구에서는 새로운 개념의 안전벨트인 Dynamic Locking Tongue(DLT)을 개발하였다. DLT장치는 강한 충돌이 발생했을 때 벨트(Webbing)가 안전벨트에서 미끄러지지 않게 하여 운전자의 피해를 줄여주는 장치이다. DLT장치 개발은 동역학 해석 프로그램인 SAMCEF를 이용하였다. 우선 DLT 장치의 유한요소모델을 생성하였다. 그리고 실제 시험방법과 유사한 환경을 만들어 테스트를 해보았다. 이를 통해 DLT장치의 무게와 응력을 구할 수 있다. DLT장치의 최소 강도와 무게를 구하기 위해 반응 표면 분석법을 이용하여 DLT장치의 형상을 최적화하였다. 최적화된 DLT장치를 구조 해석을 통해 신뢰성을 검증하였다.

**Abstract:** The role of a seat belt in a vehicle is to protect the driver from injury when a crash occurs. However when a large crash occurs, the driver slips forward and receives a strong impact. To prevent this situation, improvement of seat belts is essential. In this study, the new concept of a dynamic locking tongue (DLT) for seat belts is developed. The DLT device is used to reduce the impact to the driver's chest by tightening the webbing, so the driver is protected from severe injury in a large crash. First, a finite element model of the DLT device is created using SAMCEF and structural analysis is conducted with boundary conditions similar to those found in experiments. Then, the stress in the DLT device can be calculated. Second, the shape of the DLT device is optimized using the response surface analysis method in order to minimize the stress and weight. The validity of the optimization of the DLT device is verified using structural analysis.

### 1. 서 론

오늘날 자동차의 홍수 속에서 가공할 숫자의 교통사고로 인한 인명과 재산의 손실은 실로 막대하여 이들 손실을 극소화하기 위한 자동차 안전성능 개선에 관한 연구는 그 어느 때보다도 절실하다고 할 수 있다.

이렇듯 차내 탑승자의 손상을 극소화하기 위한 자동차 충돌과 이들을 구속하고 있는 안전벨트에

관한 연구는 전반적인 자동차 설계에 기여하는 관점에서 매우 중요하며 지금까지 이것에 관련된 일반적인 연구는 다양하게 수행되어왔다.<sup>(1)</sup>

일반적인 안전벨트는 운전자를 고정시켜 보호 해주지만 강한 충돌이 발생하게 되면 안전벨트가 운전자를 지지하지 못하고 운전자가 미끄러지는 서브마린(submarine) 현상이 발생하게 된다. 이와 같은 현상을 방지하기 위해 강한 충돌에도 운전자를 지지해주는 Dynamic Locking Tongue(DLT)장치가 개발되었다. 선진 업체들의 경우 이미 자동차 업계의 요구수준을 만족하는 DLT장치를 개발하여 상용화에 이르고 있다.

\* Corresponding Author, [park@ajou.ac.kr](mailto:park@ajou.ac.kr)

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

선진업체와의 기술격차를 좁히고, 자동차 안전 부품 해외시장을 개척하기 위해선 후발 시트벨트 업체의 기술 추격을 따돌릴 수 있는 독자 모델을 개발하고 경쟁력을 확보해야한다. 자동차 업계에서는 잠김(Locking) 등의 기본 성능은 물론이고, NVH특성, 중량, 디자인 등 여러 분야에서의 요구 조건을 동시에 충족시킬 수 있는 DLT장치를 필요로 하고 있다.

본 연구에서는 새로운 형태의 DLT장치의 구동 메커니즘을 설계하고 DLT장치의 성능을 CAE 해석기법<sup>(2)</sup>을 이용하여 검증한다. 그리고 DLT장치의 설계 인자 중 DLT장치의 무게와 강도에 민감한 영향을 미치는 설계 인자에 대한 최적설계를 수행함으로써 가벼우면서 강한 충격에도 견딜 수 있는 DLT장치의 형상을 제안하였다. 최적화된 DLT장치 형상에 대한 구조해석을 수행하였고 최적화 전/후의 강도와 무게를 비교 분석함으로써 본 논문에서 제시한 DLT장치 최적 형상 설계 기법의 신뢰성을 검증하였다.

## 2. DLT 장치 설계 및 작동원리

일반적으로 DLT장치는 미끄럼(Sliding)방식과 회전(Hinge)방식으로 나뉜다. 회전방식은 가볍다는 장점이 있지만 잠김(Locking)성능이 좋지 못하다는 단점이 있다. 반면 미끄럼방식은 잠김 성능이 뛰어나다는 장점이 있지만 무게가 무겁다는 단점이 있다.

본 연구에서는 잠김 성능이 뛰어난 미끄럼방식을 채택하여 안전성과 성능향상을 목표로 하였다. 미끄럼방식의 단점인 무게와 외관상의 문제는 기존의 상용 DLT장치들과의 비교를 통하여 적절한 DLT장치의 무게 범위를 선정하고 디자인을 고려하였다.

### 2.1 DLT장치 설계

차량 충돌 시 운전자가 견딜 수 있는 관성력의 한계는 자기 체중의 2~3배이며 대략 양팔로는 50 kg, 양다리로 100 kg, 동시로는 150~200 kg이다.<sup>(3)</sup> 이 한계치를 초과하면 탑승자가 스스로 관성력을 제어하지 못하고 몸의 균형을 상실해 심각한 상해를 유발시킬 수 있다. 관성력은 속도와 관계가 있다. 속도와 관성력의 관계는 식 (1)과 같다.

$$F = ma = \frac{w}{g} \times \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (1)$$

식 (1)에서 w는 무게, g는 중력가속도,  $\Delta v$ 는 속도변화량이다. Table 1은 몸무게 70 kg, 자동차의 충돌시간을 0.1초로 가정하였을 때 차량의 충돌 속도에 따른 탑승자에게 작용하는 관성력을 나타낸 것이다. Table 1에서 보듯이 110 km/h에서 2182 N의 관성력이 발생하며, 일반적으로 DLT장치는 운전자 체중의 30배 정도의 관성력을 견딜 수 있어야 한다.<sup>(4)</sup>

### 2.2 DLT장치 작동 원리

본 연구에서 대상으로 한 DLT장치는 차량 충돌 시 발생하는 관성력에 의해 벨트가 당겨지면서 잠금 바(Lock bar)를 밀어주게 되며 잠금 바는 텡(Tongue)과 맞물리면서 벨트를 고정시켜준다. 이 때 미세한 충격에 DLT장치가 작동하면 오히려 운전 방해가 되어 사고가 발생할 수 있다. 따라서 처음엔 DLT장치가 작동하지 않다가 40 N의 관성력에서 작동하여 110 km/h에서의 관성력인 2182 N에도 충분히 안정적이기 위해 최대 2200 N의 관성력에도 견딜 수 있도록 설계하였다. 40 N은 안전벨트 제작 업체에서 제공된 경험적 수치이다. Fig. 1은 개발된 DLT장치의 기본 구조를 보여준다.

Table 1 The inertia force about the crash velocity

충돌 속도	관성력	충격가속도
10 km/h(2.8m/s)	198 N	2.9g
20 km/h(5.6m/s)	397 N	5.7g
30 km/h(8.3m/s)	595 N	8.5g
40 km/h(11.1m/s)	794 N	11.3g
50 km/h(13.9m/s)	992 N	14.2g
60 km/h(16.7m/s)	1190 N	17.0g
70 km/h(19.4m/s)	1389 N	19.8g
80 km/h(22.2m/s)	1587 N	22.7g
90 km/h(25.0m/s)	1786 N	25.5g
100 km/h(27.8m/s)	1984 N	28.4g
110 km/h(30.5m/s)	2182 N	31.2g

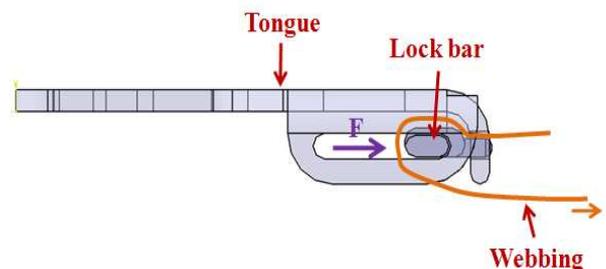
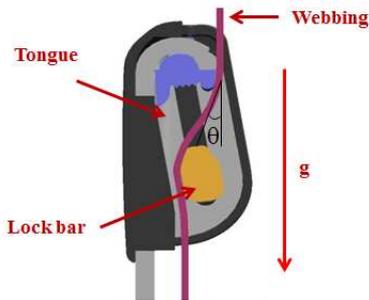


Fig. 1 The basic structure of the DLT device

**Table 2** Comparison with general and developed model

Model	Webbing angle [°]
상용 모델	31
개발 모델	8.13



**Fig. 2** Free falling between the DLT and Webbing

### 3. DLT장치 해석

#### 3.1 자유낙하 성능 비교

DLT장치를 개발하기 위해서는 두 가지 사항을 고려해야 한다. 첫 번째, 위에서 언급한 것처럼 DLT장치가 강한 힘에도 안정적이어야 한다. 두 번째, 안전벨트는 착용하지 않았을 때 안전벨트의 부드러운 움직임을 위해 텅과 잠금 바와 웨빙(Webbing) 사이의 자유낙하(Free falling)가 잘 이루어져야한다. 자유낙하가 잘 이루어지려면 DLT 장치 내에서 웨빙의 각도( $\theta$ )가 0°에 가까울수록 잘 발생한다. Fig. 2는 벨트와 DLT장치 사이의 자유낙하방식을 나타낸다. 본 연구에서는 개발한 DLT장치와 비교하기 위하여 상용 미끄럼방식의 DLT장치 중 하나를 선정하여 성능을 비교하였다. Table 2는 비교 결과를 나타낸다. Table 2에 나타나듯이 개발한 모델이 기존의 상용 모델보다 자유낙하에 유리하다는 것을 확인하였다.

#### 3.2 인장성능 시험

안전벨트는 Table 1과 같은 관성력을 받으므로 중력가속도의 30배 이상의 관성하중을 견딜 수 있어야 한다. 텅과 잠금 바는 열처리 된 철(Steel) 중 하나인 S55C를 사용하였다. 텅과 잠금 바의

**Table 3** Material of the Tongue and Lock bar

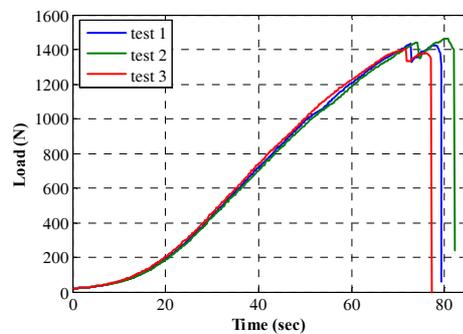
DLT material		
Properties	Unit	Values
Density	kg/m <sup>3</sup>	7830
Young's Modulus	N/mm <sup>2</sup>	210E+05
Yield Strength	MPa	1280
Failure Strength	MPa	1400



**Fig. 3** Tensile performance test



**Fig. 4** Damaged DLT device



**Fig. 5** Result of the tensile performance test

물성치는 Table 3과 같다. 기존 DLT장치의 강도를 측정하기 위하여 Fig. 3과 같은 인장성능시험

을 수행하였다. 시험은 실제 차량에서 안전벨트의 텅이 버클에 체결되는 상황과 동일한 환경을 구축하고 수행되었다. 텅과 연결된 벨트를 최대 2200 N까지 서서히 인장시켜 텅 혹은 잠금바가 파손되는 지점을 측정하였다. Fig. 4는 강도시험 결과 DLT장치의 파손 정도를 나타낸다. 최초로 텅과 잠금바가 결합되어 있다가 인장력이 증가할수록 텅과 잠금바가 휘어지기 시작하고 약 1400 N의 인장력이 인가되는 시점에서 잠금바의 파손과 동시에 체결이 분리되게 된다. Fig. 5는 총 3회의 인장성능시험에 대한 결과이다. 앞서 언급하였듯이, 약 1400 N의 하중이 인가될 때, 파손강도 1400 MPa를 초과하고 파손이 발생하기 시작함을 알 수 있다. 본 시험결과를 토대로 작용하중과 파손 강도의 관계를 파악할 수 있다.

3.3 DLT장치 구조 해석

Fig. 6은 DLT장치의 인장성능해석을 위해 생성한 유한요소모델과 경계 조건을 보여준다. 인장성능시험과 동일하게 2200 N의 관성력을 잠금바에 수평하게 주었으며 텅의 앞쪽 부분을 구속하여 텅이 버클에 고정된 조건을 구현하였다. 이러한 조건이 실제 DLT장치의 인장성능시험조건과 일치하는지 확인하기 위해 기존 상용 DLT장치의 인장강도 성능시험결과를 이용하여 인장강도 해석결과를 비교해보았다. Fig. 7은 위와 같은 조건에서 유한요소 모델의 해석결과를 나타낸다. 실제 인장강도 시험에서 약 1400 N의 관성력이 가해졌을 때 기존의 DLT장치의 잠금 바가 파손되는 현상이 나타났다. 이를 Fig. 6의 경계 조건을 이용하여 0.2초 동안 1400 N까지 관성력을 가해 2초 동안 DLT장치가 받는 응력을 해석해보니 잠금 바가 약 0.2초에서 1400 MPa의 응력을 받고 0.25초에서 1700 MPa를 받으며 응력을 일정하게 유지하는 것을 확인할 수 있었다. 이것으로 잠금 바가 1400 N의 관성력을 받았을 때 파손강도(Failure strength)인 1400 MPa 보다 최대 응력이 크게 발생함을 확인할 수 있었다. 그러므로 해석을 하기 위한 경계조건이 실제 성능시험과 유사하다고 판단된다.

Table 4는 텅과 잠금 바의 유한요소모델의 요소 형식, 노드 수 그리고 요소의 수를 나타낸다. 잠금 바에 가해지는 관성력을 0.2초 동안 2200 N까지 가해지도록 설정한 상태에서 2초 동안 해석을

수행하였다. Fig. 8은 해석 결과 얻은 DLT장치에 가해지는 응력분포를 나타낸다. DLT장치가 고정(Locking)이 되는 텅의 앞부분과 잠금 바와 텅이 부딪치는 영향에 의해 응력을 받는 텅의 뒷부분

Table 4 Mesh information about Tongue and Lock bar

Model	Type	Nodes	Elements
Tongue	Hexagonal	6114	3940
Lock bar	Hexagonal	4951	4242

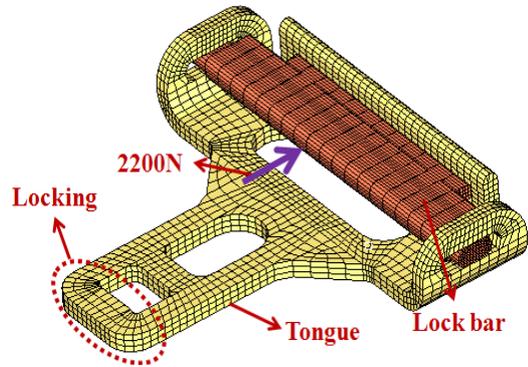


Fig. 6 The FE model of the DLT device

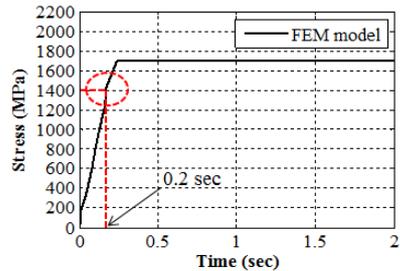


Fig. 7 Result of the structural analysis

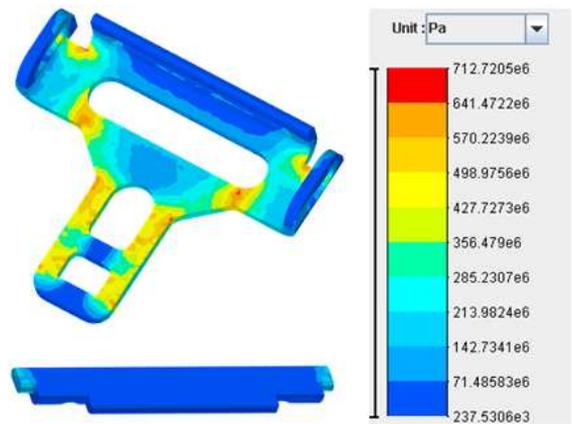


Fig. 8 Stress distribution of the Tongue and Lock bar

에 응력이 집중되었다. 해석 결과, 최대 응력은 712.72 MPa이며 무게는 0.088 kg으로 나타났다. 일반적인 상용 안전벨트의 무게는 보통 0.06 kg ~ 0.08 kg 정도이다. 이는 미착용 시 안전벨트가 웨빙에서의 처짐이 발생하지 않기 하기 위함이다. 그러나 개발한 DLT장치는 0.08 kg보다 무거워서 안전벨트 미착용 시 웨빙에서 처지는 현상이 발생할 우려가 있다.

#### 4. DLT 장치 형상 최적화

##### 4.1 문제 정의

본 연구에서는 실험계획법에 기초한 반응 표면 분석법(Response surface analysis method)을 이용하여 DLT장치의 인장강도와 무게를 최소화하기 위한 DLT장치의 최적 형상을 설계하였다.<sup>(5)</sup> 본 연구에서는 DLT장치 전문 제작 업체의 숙련된 엔지니어와의 협의 하에 DLT장치 형상 설계 요소 중 중요하다고 판단되는 텅과 잠금 바의 설계 인자 각각 4개와 3개 및 설계 변수의 수준값을 선정하였다. Fig. 9는 설계 변수, Table 5는 설계 변수의 수준별 값을 보여준다. 반응 변수로는 DLT 장치의 최대 인장 응력과 최대 무게를 선정하였다. 텅의 설계 변수 선정 시 끝 부분의 2개의 홈이 응력이 집중되는 중요한 부위임에도 불구하고 형상을 고려하지 않은 이유는 텅과 체결되는 버클의 형상이 이미 결정되어 있어 변경할 수 없기 때문이다.

##### 4.2 반응 표면 함수 도출

텅의 경우, 3 수준의 설계 변수가 4개 일 때의 중심합성실험계획표에 따라 총 25회의 해석을 수행하였고, 잠금 바의 경우, 3 수준의 설계 변수가 3개 일 때의 중심합성실험계획표에 따라 총 15회의 해석을 수행하였다.<sup>(6)</sup> 해석 결과를 이용하여 텅과 잠금 바의 최대 응력과 무게를 정규화 시킨 뒤 각 대상에 대한 회귀 모형 함수  $Y_T$ 와  $Y_B$ 를 식 (2)와 식 (3)과 같이 도출하였다. 정규화 수치가 작을수록 인장 응력과 무게가 줄어들 것을 예상할 수 있다.

식 (2)에서 텅의 각 설계 변수들의 민감도 크기는  $a > b > c > d$  로 a와 b와 c의 값을 증가시키면 텅의 정규화 수치가 증가하는 반면 d를 증가시키면 정규화 수치 감소할 것으로 예상된다. 그리고 식

(3)에서 잠금 바의 각 설계 변수들의 민감도 크기는  $a > b > c$ 로 a의 값을 증가시키면 잠금 바의 정규화 수치가 증가하는 반면 b와 c를 증가시키면 정규화 수치가 감소할 것으로 예상된다.

$$Y_T = 1.3035 + 0.0414a + 0.0337b + 0.0231c - 0.0225d + 0.0271a^2 + 0.0056b^2 + 0.0208c^2 + 0.0360d^2 - 0.0136ab - 0.0092bc - 0.0326cd + 0.3890ac + 0.0163bd - 0.0534ad \quad (2)$$

Table 5 Design variables and values at each level

Tongue	Level		
	-1	0	1
a (mm)	40	50	60
b (mm)	75	80	85
c (mm)	9	10.5	12
d (mm)	21	22.5	24

Lock bar	Level		
	-1	0	1
a (mm)	3	4	5
b (mm)	8	10	12
c (mm)	5	7	8

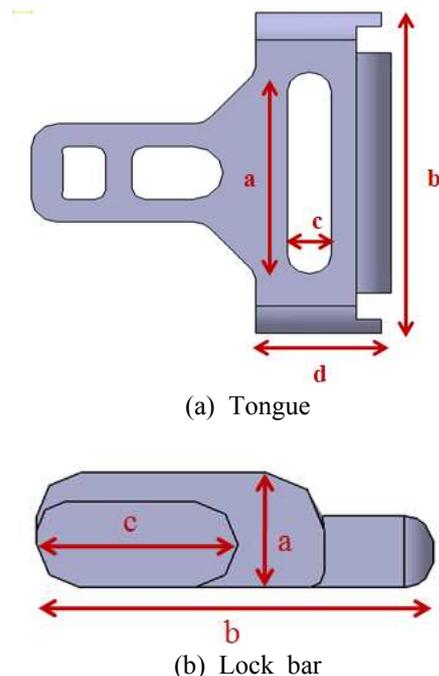


Fig. 9 Design variables of the Tongue and Lock bar

**Table 6** ANOVA table for the Tongue and Lock bar

Tongue					
Factor	S	Φ	V	F0	F(0.01)
Resgression Variation	0.1931	4	0.0483	25.5276	4.18
Residual Variation	0.0378	20	0.0019		
sum	0.2309	24			
Lock bar					
Factor	S	Φ	V	F0	F(0.01)
Resgression Variation	0.6585	3	0.2195	27.0527	5.42
Residual Variation	0.0893	11	0.0081		
sum	0.7478	14			

**Table 7** Results of the design optimization

	Component	Current	Optimum
Tongue (mm)	a	50	40
	b	80	75
	c	10.5	10.43
	d	22.5	22.15
Lock bar (mm)	a	4	3
	b	10	8.724
	c	7	6.362
Stress (MPa)		712.7205	649.6865 (8.844% ↓)
Mass (kg)		0.088	0.076 (13.636% ↓)

$$\begin{aligned}
 Y_B = & 1.2938 + 0.1589a & (3) \\
 & - 0.1277b - 0.0896c \\
 & - 0.0840a^2 - 0.1121b^2 \\
 & + 0.0512c^2 + 0.0303ab \\
 & + 0.0239bc + 0.0273ac
 \end{aligned}$$

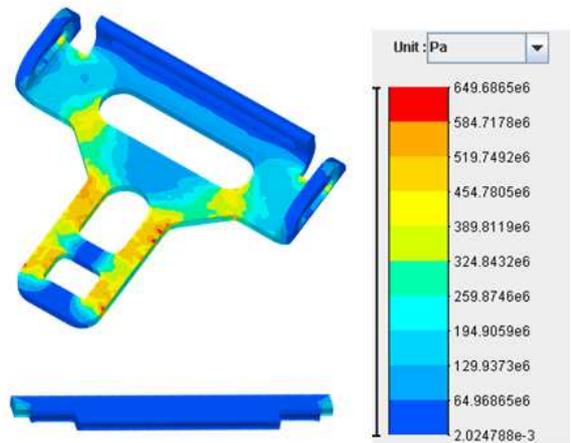
유도한 회귀 모형함수의 신뢰성을 검증하기 위하여 Table 6과 같이 분산 분석표를 작성하였다. 두 표에서  $F_0 > F(0.01)$ 이므로 도출된 두 가지 모형함수가 유의수준 1%에서 유의함을 알 수 있으며, 이는 추정된 모형함수들을 신뢰구간 99%영역 내에서 최적화를 위한 목적함수로 사용이 가능하다는 것을 의미한다.

4.3 최적화

목적함수를 최소화 시키는 설계변수들의 최적값을 찾기 위한 최소화 알고리즘으로 목적함수가 2차의 비선형 다항식일 때 효율적인 성능을 발휘하는 SQP 알고리즘<sup>(7,8)</sup>을 사용하였다.

텅과 잠금 바의 정규화 수치에 대하여 각각의 최적화를 실시하였다. Table 7은 최적화 결과 얻은 설계 변수들의 최적값을 나타낸다. Fig. 10은 최적화된 DLT장치의 인장강도해석 결과를 나타낸다.

최적화 결과, 최적화 이전과 이후 최대 응력은 8.84% (712.7205 MPa -> 649.6865 MPa), 무게는 13.64% (0.088 kg -> 0.076 kg)으로 감소하였다. 최적화 결과 인장강도가 기존의 712.7205 MPa에



**Fig. 10** Stress distribution of the optimum design of the Tongue and Lock bar

서 649.6865 MPa로 줄어들면서 초기 모델 보다 더 안정적으로 2200 N의 관성력을 견딜 수 있게 되었으며 무게는 0.088 kg에서 0.076 kg으로 감소하여 일반적인 상용 안전벨트의 무게의 범위에 들어가므로 안전벨트 미착용 시 안전벨트가 웨빙에서 처지는 현상이 발생하지 않을 것이라고 결론 내릴 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 새로운 Dynamic Locking Tongue (DLT) 장치를 개발하고 CAE해석 기술을 이용하여 설계안의 성능에 대한 평가를 하였다. 우선 해석의 신뢰성을 확보하기 위해 기존 상용 DLT 장치의 인장성능시험결과와 해석 결과를 비교하

여 해석의 신뢰성을 확보하였다. 그리고 공학적 토론(Engineering discussion)을 통하여 새로운 방식의 DLT장치를 고안하였다. DLT장치가 받는 인장강도와 무게를 줄이기 위해 반응 표면 분석법을 이용하여 DLT장치의 최적화를 실시하였다. DLT장치의 자유낙하를 고려하여 텅과 잠금 바에 대한 유한요소모델을 생성하였으며 DLT장치의 무게와 DLT장치에 가해지는 힘에 따른 응력 변화를 측정하였다. 최적화 결과 DLT장치의 인장강도는 8.84%, 무게는 13.64% 감소하였음을 확인하였다.

추후 최적화된 설계안을 바탕으로 시제품을 제작하여 성능시험을 실시하고 해석결과와 비교를 통해 수정 및 보완할 계획이다.

#### 참고문헌

- (1) Chio, J. Y. and Lee, H. G., 2001, "Overload Analysis and  $J_e$  Based Fatigue Life Prediction of Spot-Welded Auto Seat Belt Anchors," *Transactions of Korean Society of Mechanical Engineer A*, Vol. 25, No. 4, pp. 662~670.
- (2) Jung, S. P. and Park, T. W., 2010, "Development of Operating Mechanism of a Pretensioner using Internal Gear Pairs," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 27, No. 3, pp. 89~94.
- (3) Bready, J., James, M., Smith, G., Tolman, S. and Gordon, J. J., 2005, "Issues in Seat Belt Inertial Release," *SAE World Congress Detroit*, No. 2005.01.1706.
- (4) Yun, D. K., 2008, "The Endurable Inertia when a Car Suddenly Stops," *Korea Transportation Safety Authority*, Vol. 10, pp. 50~51.
- (5) Jung, S. P., Park, T. W. and Kim, Y. G., 2010, "Thermal Deformation Analysis and Shape Optimization of a Ventilated Disc using FEM," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 26, No. 1, pp. 1~2.
- (6) Jung, S. P., Park, T. W., Jun, K. J., Yoon, J. W., Lee, S. H. and Chung, W. S., 2009, "A Study on the Optimization Method for a Multi-Body System Using the Response Surface Analysis," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 23, No. 4, pp. 950~953.
- (7) Vanderplaats, G. N., 1984, "Numerical Optimization Techniques for Engineering Design," McGraw-Hill, New-York, pp. 195~201.
- (8) Jung, S. P., Park, T. W. and Kim, Y. G., 2010, "Fatigue Strength Optimization of Friction Stir Welded A6005-T5 Alloy Sheets," *Science and Technology of Welding and Joining*, 2010, Vol. 15, No. 6, pp. 473~478.