

< 기술논문 >

토션바 트렁크의 팝업량 산포 분석을 위한 해석모델

손성민<sup>1)</sup> · 윤재득<sup>1)</sup> · 정용호<sup>\*2)</sup> · 임향수<sup>3)</sup> · 장국진<sup>4)</sup>

부산대학교 대학원 기계공학부<sup>1)</sup> · 부산대학교 기계공학부 / 정밀정형 및 금형가공연구소<sup>2)</sup> ·  
현대자동차 차량선행생기1팀<sup>3)</sup> · 현대NGV 기술개발팀<sup>4)</sup>

Analytical Model for the Analysis of Pop-up Deviation of  
the Trunk Lid with Torsion Bar

Sungmin Son<sup>1)</sup> · Jaedeuk Yun<sup>1)</sup> · Yoongho Jung<sup>\*2)</sup> · Hyangsoo Yim<sup>3)</sup> · Kookjin Jang<sup>4)</sup>

<sup>1)</sup>Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

<sup>2)</sup>School of Mechanical Engineering / ERC/NSDM, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

<sup>3)</sup>Advanced Vehicle Manufacturing Engineering Team 1, Hyundai Motor Co., 772-1 Jangdeok-dong, Hwaseong-si,  
Gyeonggi 445-706, Korea

<sup>4)</sup>New Technology Development Team, Hyundai NGV Co., 314 dong, Seoul National University, 1 Gwanak-ro,  
Gwanak-gu, Seoul 151-742, Korea

(Received 2 October 2013 / Revised 6 November 2013 / Accepted 18 November 2013)

**Abstract** : A four-link mechanism consisting of torsion bars is used for opening the trunk lid in most midsize sedans. When the weight of the lid is in equilibrium with the spring force exerted by torsion bars, the lid stops opening at a pop-up height. However, the actual pop-up height has large deviations from the specified height even with the same parts in the same car model, which leads to quality issues. Automotive manufacturers have experienced this deviation problem despite much effort to resolve it. In this research, we developed a multi-body dynamics model for the analysis of pop-up deviation of a trunk lid with torsion bars, which can simulate the actual pop-up motion of the trunk lid by considering kinematic constraints of the motion and friction forces in joints. We could also determine the most important factor that governs the pop-up height by sensitivity analysis of all parts. The developed system can be used for the analysis of other trunk lid systems to control the tolerance of parts.

**Key words** : Sensitivity analysis(민감도 분석), Allowance(공차), Friction(마찰), Sedan(세단형 승용차), Multi-body dynamics(다물체 동역학)

1. 서론

자동차 트렁크는 개방 메커니즘에 따라 가스 리프터(gas lifter), 코일 스프링(coil spring), 파워 트렁크(power trunk) 및 토션바(torsion bar) 방식으로 구별된다. 가스 리프터 방식은 사용 온도의 변화에 따라 개방력이 변화하는 단점이 있고, 코일스프링 방식은 개방력이 우수하나, 열림 속도가 과다해 완전

개방 때 텅김(bounce)현상이 발생하는 점을 보완하기 위한 댐퍼(damper)가 추가되어 가격이 상승하는 단점이 있다. 파워트렁크 방식은 트렁크 도어에 모터를 장착하여 스위치의 조작만으로 트렁크가 개폐되는 장점이 있으나, 전자식 부품이 추가되어 가격이 높은 단점이 있다. 반면 토션바 방식은 구조가 단순하고 가격이 저렴한 이점이 있어 오랫동안 세단형 중·소형 차량에 보편적으로 사용되고 있으며 가스 리프터를 사용하던 고급 차량에도 토션바 방식

\*Corresponding author, E-mail: yhj@pusan.ac.kr

이 적용되고 있다. 그런데 토션바 방식의 메커니즘은 트렁크가 개방될 때 열림 높이인 팝업량의 산포가 문제시 되고 있다.

기존의 자동차 회사들은 이러한 문제를 분석하기 위한 명확한 해결 방법이 없어서 부품의 치수 공차 범위를 줄이거나 부품의 재질을 변경하여 시험하는 방법 등을 사용하였다. 그러나 이와 같은 방법들은 산포가 발생하는 근본적인 요인을 알지 못하기 때문에 엄격한 공차 관리로 인한 비용이 증가하고 시험용 부품 제작에 비용과 시간이 소요되는 문제가 있다. 이와 같은 문제를 포함하여 트렁크의 열림과 관련한 선행 연구는 다음과 같다.

가스 리프터 방식과 관련하여 힌지 구조에 대해 동역학적으로 개폐력을 분석하는 연구<sup>1)</sup>가 있었으며, 해석 모델을 이용한 가스 리프터의 취부 위치 선정에 관한 연구<sup>2)</sup>가 있었다. 파워트렁크 방식에 대해서는 해석모델을 이용하여 사용 환경에 따른 파워트렁크의 개방 성능에 관한 연구<sup>3)</sup>가 있었으며, 파워트렁크를 구성하는 힌지 포인트의 민감도 분석에 관한 연구<sup>4)</sup>가 있었다. 그러나 해석모델을 이용하여 연구한 사례들은 조인트에서의 마찰을 고려하여 분석한 연구는 없었으며, 민감도 분석에서 사용한 설계변수들의 인자 범위를 임의의 범위로 설정하여 분석하였다.<sup>4)</sup> 또한 상기 연구들은 파워트렁크와 가스 리프터 방식에 관련한 연구가 있을 뿐 4절 링크 토션바 방식의 해석모델에 대한 연구는 아직 이루어지지 않았다.

본 연구에서는 4절 링크 토션바 방식의 자동차 트렁크의 실제 거동을 모사하는 해석모델을 개발하고자 한다. 또한 주요 부품의 설계공차 범위를 해석 모델에 적용하여 팝업량 산포 발생에 영향을 미치는 인자를 해석적으로 접근하여 분석하는 방법을 제안하고자 한다.

## 2. 팝업량 산포 발생의 원인

4절 링크를 이용한 토션바 방식의 트렁크 리드 메커니즘은 Fig. 1과 같이 브래킷(bracket)과 힌지암(hinge arm), 링크(link), 토션바 4가지 부품으로 이루어져 있다. 메커니즘의 작동 원리는 트렁크가 부착된 힌지암이 닫힌 상태에서는 토션바가 비틀린 상

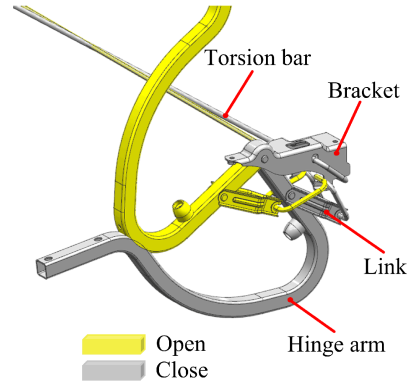


Fig. 1 Assembly of trunk lid mechanism

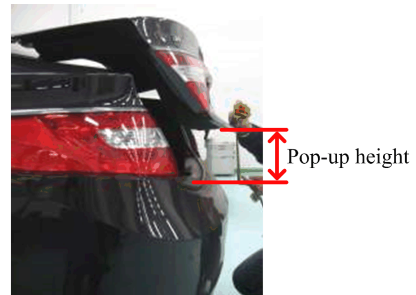


Fig. 2 Pop-up height of trunk lid

태가 되는데 토션바가 탄성 복원하려는 힘에 의해 힌지암을 회전시켜 트렁크 도어가 개방되는 원리이다. 이와 같은 구조에서 트렁크의 잠금 상태를 해제하여 도어가 개방될 때 토션바의 개방 모멘트와 도어의 자중에 의한 모멘트가 평형상태에 이르게 되면 Fig. 2와 같이 트렁크가 일정한 각도에서 열린 상태로 유지되도록 되어있으며, 이때 트렁크가 열려 있는 높이를 팝업(pop-up)량이라 한다. 그러나 동일 부품을 사용하는 동일 차종에서도 팝업량의 산포가 발생한다. 예를 들어 국내 제조사의 특정 모델<sup>5)</sup>의 경우, 15대 차량의 팝업량을 측정 한 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 측정 결과, 팝업량이 최소 90mm 가 되는 차량과 최대 완전 개방되는 차량도 있었으며, 그 제조사의 팝업량 기준(100 ~ 400mm)을 만족하는 차량은 7대에 불과했다. 이러한 팝업량의 산포를 발생시킬 수 있는 인자들은 토션바 토크 값의 산포, 각 부품의 길이 공차, 트렁크 구성 부품의 무게 오차 등이 있으며 이러한 인자들을 정리하면 Table 1과 같다. 산포 발생 인자들 중 트렁크와 관련된 인자들은

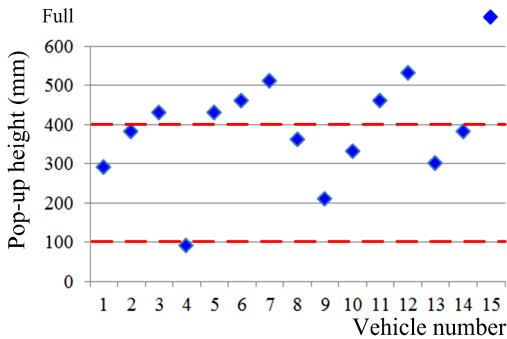


Fig. 3 Pop-up height of vehicles

Table 1 Factors affecting the dispersion in pop-up height

구분	산포 발생 인자	인자 발생원인
트렁크	제작공정 트렁크 무게 변화	트렁크 판넬 중량 오차
	무게중심의 변화	조립과정 중 발생하는 무게중심 오차
토션바	제작공정 중 토션바 토크 산포	열처리 과정
		재료의 불균일
		토션바 굽기 오차
		밴딩과정 중 발생하는 초기 비틀림각도 오차
각 조인트 마찰	제작공정 및 접촉에 의한 마찰 산포	조인트1의 리벳 마찰
		조인트2의 리벳 마찰
		토션바·링크간의 마찰
		토션바·브라켓의 마찰
링크 길이	각 링크 길이의 변화	브라켓의 길이 공차
		링크의 길이 공차
		토션바의 길이 공차

트렁크의 자중 모멘트의 값을 변화 시키게 되며 토션바와 각 조인트의 마찰, 링크 길이는 토션바의 모멘트에 영향을 주게 되어 팝업량의 산포를 발생 시키게 된다.

### 3. 해석 모델의 개발

앞 절에서 언급한 바와 같이 트렁크의 팝업 량에 는 여러 가지 요인들이 복합적으로 영향을 미치므로 이를 정량적으로 분석하기 위해서는 해석 모델이 필요하다. 이를 위해 본 연구에서는 상용 해석 소프트웨어인 ANSYS 12.1<sup>6)</sup>의 다물체 동역학(Multi Body Dynamics)기능을 사용하여 4절 링크 토션바 방식의 자동차 트렁크의 거동을 모사하는 해석모델

을 개발하고자 한다. 해석모델 개발을 위해서는 먼저 부품간의 경계 조건의 설정이 필요하고, 하중 및 자중에 의한 모멘트의 설정이 필요하다. 또한 각 조인트에서 작용하는 마찰값을 적용하여야 한다. 해석 모델을 개발하는 세부적인 과정은 아래에 설명 하겠다.

#### 3.1 경계 조건

트렁크의 동역학적 해석 모델을 위해서는 먼저 각 조인트에서의 구속 조건을 부여하여야 한다. 이를 위해 메커니즘의 각 구속 조건은 실제 자동차의 거동 정보를 고려하여 설정하였다. Fig. 4는 트렁크의 힌지 메커니즘을 구성하는 각 조인트의 위치를 나타내고 있고, Fig. 5는 ANSYS에서 설정한 각 조인트의 구속 조건을 나타낸다. 즉, 실제 차량에서 Joint 1과 2는 리벳(rivet)으로 체결되어 있어 회전 운동만 가능하므로 'Revolute' 구속조건을 적용하였고, Joint

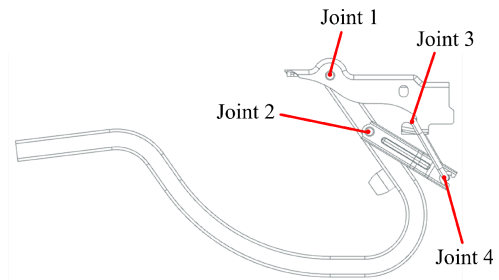


Fig. 4 Position of joints

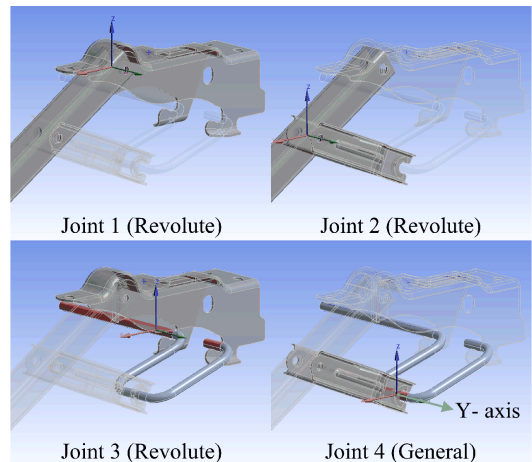


Fig. 5 Constraints of joints

3도 브라켓의 홈에 토션바가 장착되어 회전 운동만 가능하도록 되어 있어 ‘Revolute’ 구속 조건을 적용하였다. 또한 좌·우 토션바가 교차되도록 장착되어 있어 트렁크가 개폐될 때 Joint 4에서 링크와 토션바의 회전 운동뿐만 아니라 y축으로 토션바의 면에 링크 접촉부가 이동하는 현상이 발생한다. 따라서 Joint 4는 링크와 토션바 간의 회전 운동과 y축 방향의 자유이동이 이루어지도록 ‘General’ 구속을 적용하였다.

### 3.2 하중 및 모멘트

Fig. 6은 ANSYS로 구성된 트렁크 리드 시스템을 나타내는데, 트렁크가 대칭인 점을 감안하여 트렁크의 절반만 모델링하여 사용하였다. 각 부품은 강체(rigid body)로 설정하였고 완전 개방된 상태에서의 트렁크 모델을 구성함으로써, 도어를 닫을 때 토션바가 비틀어짐에 따라 스프링 힘이 적용되도록 하였다. 또한 완전 개방된 상태에서 토션바의 초기 모멘트를 모사하기 위해 절반만 모델링된 토션바에 초기 비틀림 모멘트가 작용되도록 하여 실제 거동을 정확히 모사하도록 하였다.

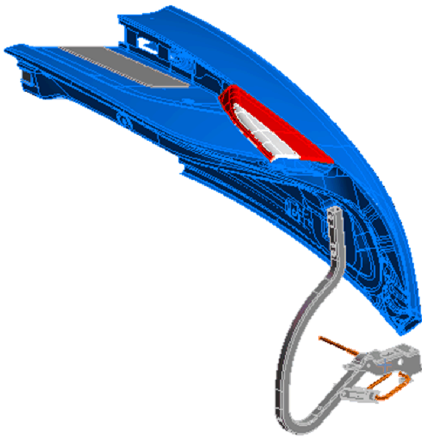


Fig. 6 ANSYS model of trunk lid system

또한 트렁크의 무게 중심과 관성 모멘트를 정확히 고려하기 위해 실제 부품의 무게 정보를 바탕으로 트렁크 판넬(panel)의 두께를 설정하고 재료의 물성치를 고려함으로써 실제 트렁크의 하중 및 관성 모멘트의 조건과 동일하게 하였다.

### 3.3 마찰값

본 연구에서는 실제 트렁크의 거동을 모사하는 해석 모델을 개발하기 위해, 트렁크의 개폐 메커니즘을 구성하고 있는 각 조인트에서 작용하는 마찰까지 고려한 해석 모델을 완성하고자 한다. 그러나 부품 사이의 마찰을 정확히 계산하기 어렵기 때문에 본 연구에서는 실험을 통해 측정된 값을 적용하였다. 해석모델에 적용할 마찰 모멘트 값을 구하는 과정은 아래와 같다.

#### 3.3.1 지지점에서의 반력

먼저 각 조인트에서의 마찰 모멘트를 구하기 위해 트렁크 개폐 메커니즘을 이루고 있는 4절 링크 구조의 각 조인트에서 작용하는 반력을 계산하였다. 이를 위해 트렁크 메커니즘을 2차원의 대칭구조로 가정하였으며, Fig. 7과 같은 자유물체도를 바탕으로 다음과 같은 정역학 식을 이용하여 계산하였다.

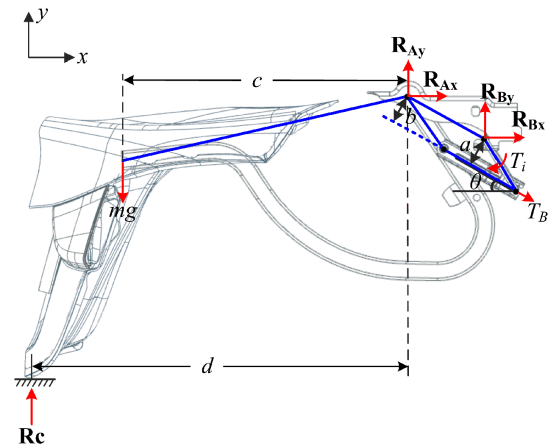


Fig. 7 Free body diagram of trunk lid

먼저 Joint 2와 Joint 4 사이의 링크 부품의 내부에서 작용하는 반력( $T_B$ )은 아래의 식 (1)로써 구할 수 있다. 식 (1)에서  $T_i$ 는 토션바에서 작용하는 회전 모멘트이며  $a$ 는 Joint 3과 링크 부품 사이의 수직 거리를 나타낸다.

$$T_B = -\frac{T_i}{a} \tag{1}$$

Joint 3에서 작용하는 반력( $R_B$ )은 아래의 식 (2)와 (3)의 평형 방정식으로 구할 수 있고, Joint 1에서 작

용하는 반력( $R_A$ )도 마찬가지로 식 (4)와 (5)의 평형 방정식으로 구할 수 있다. 이때  $\theta$ 는 링크 부품과  $x$ 축 방향과의 각도를 나타낸다.

$$\Sigma F_x = -T_B \cos\theta + R_{Bx} = 0; \therefore R_{Bx} = T_B \cos\theta \quad (2)$$

$$\Sigma F_y = R_{By} + T_B \sin\theta = 0; \therefore R_{By} = -T_B \sin\theta \quad (3)$$

$$\Sigma F_x = 0; \therefore R_{Ax} = T_B \cos\theta \quad (4)$$

$$\Sigma F_y = 0; \therefore R_{Ay} = mg - T_B \sin\theta - R_c \quad (5)$$

또한 트렁크 도어의 래치부에 횡방향( $x$ 방향)의 반력이 없다고 가정하고, Joint 1에서의 모멘트 평형 식 (6)으로부터 트렁크 도어의 래치부에서 작용하는 반력( $R_c$ )을 구한다. 아래의 식 (6)에서  $mg$ 는 트렁크 도어의 총 중량을 나타내며  $c$ 는 Joint 1에서 트렁크의 무게중심까지의  $x$ 축 방향으로의 거리를 나타낸다.  $b$ 는 Joint 1과  $T_B$ 간의 수직 거리를 나타내고  $d$ 는  $x$ 축 방향으로의 Joint 1과 래치부 간의 거리를 나타낸다.

$$\Sigma M = 0; -T_B b + mgc - R_c d = 0 \quad (6)$$

### 3.3.2 마찰 계수의 측정

각 조인트에서의 반력을 모두 구한 후, 조인트에서의 마찰계수를 구하면 각 조인트에서 마찰 모멘트를 구할 수 있다. 그런데 마찰계수는 이론적 해석으로 구하는 것이 쉽지 않으며, 실제 부품의 표면의 상태나 도장 상태에 따라 차이가 발생할 수 있기 때문에, 본 연구에서는 실제 조인트 부품에 수직 하중을 가하였을 때의 마찰력을 측정하여 구하였다. Fig. 8의 왼쪽 그림은 Joint 3의 마찰 계수를 측정하는 실험의 예를 나타낸 것이다. 측정 방법은 Fig. 8의 왼쪽 그림과 같이 Joint 3에 하중을 적용하지 않은 상태에서  $e$ 의 끝단부에서 힘 측정기(digital force gauge)로 수평 방향의 힘을 측정한 결과( $F_1$ )와, Joint 3의 중앙에 수직 방향으로 하중(본 연구에서는 5kg을 부가하였음)을 적용한 상태에서 측정한 결과( $F_2$ )를 식 (7)에 대입하여 마찰계수( $\mu$ )를 계산하였다. Fig. 8의 오른쪽 그림은 식 (7)에 사용된 각 변수를 나타낸다. 본 연구에서는 상기의 실험을 5회 반복 측정한 후, 그 평균값을 해석 모델의 마찰 계수 값으로 사용하였다.

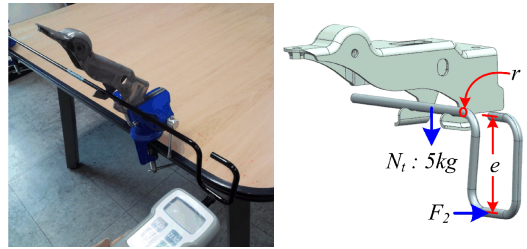


Fig. 8 Experimental measuring of the friction coefficient at Joint 3

$$\mu = \frac{(F_2 - F_1)e}{N_t r} \quad (7)$$

- where  $F_1$  : Horizontal load measured with no load at Joint 3 (kg)  
 $F_2$  : Horizontal load measured with vertical load applied at Joint 3 (kg)  
 $e$  : Link length (mm)  
 $\mu$  : Friction coefficient  
 $N_t$  : Test load (5kg)  
 $r$  : Joint radius (mm)

### 3.3.3 마찰력 모멘트

각 조인트에서의 마찰 계수를 구한 후 해석 모델에 마찰 값을 적용하기 위해 마찰 모멘트 값을 구한다. 마찰 모멘트 ( $T$ )는 아래 식 (8)로부터 구할 수 있으며, 식 (8)에서  $\mu$ 는 3.3.2절에서 구한 각 조인트에서 작용하는 마찰계수의 값을 사용하며,  $N_r$ 은 3.3.1절에서 구한 각 조인트의 반력 값을 적용한다. 이렇게 구한 마찰 모멘트 값은 트렁크의 개방 방향과 반대 방향으로 작용하도록 해석 모델에 적용하였다.

$$T = \mu N_r r \quad (8)$$

- where  $\mu$  : Friction coefficient  
 $N_r$  : Reaction force (N)  
 $r$  : Joint radius (mm)

## 4. 해석 모델을 이용한 요인별 팝업량 민감도 분석

### 4.1 기준 상태의 팝업량 해석

이제 실제 트렁크의 운동과 동일한 동역학적 구속조건, 하중 및 마찰을 적용하여 완성한 해석 모델

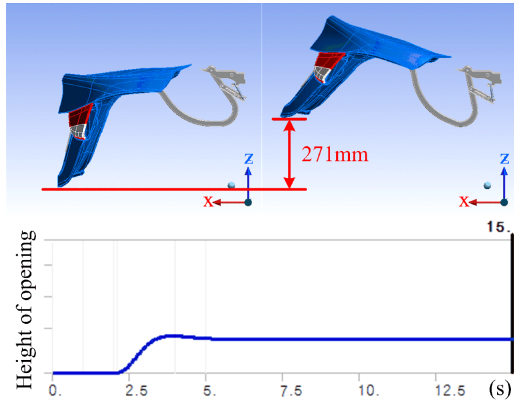


Fig. 9 Pop-up simulation with the analytical model

을 이용하여 모든 부품의 형상이 기준 치수일 때의 팝업 량을 시뮬레이션으로 구할 수 있다. Fig. 9의 아래쪽 그림은 트렁크 래치부에서 z축 방향으로 측정 한 열림 높이를 나타내는 그래프이다. Fig. 9의 위쪽 그림은 트렁크가 개방을 하기 전의 모습과 개방 동작을 모사한 후의 상태를 나타내며, 정상 상태에서의 팝업 량(271mm)은 실제 차량의 팝업 량의 기준 값(250mm)과 유사한 수치를 나타낸다.

#### 4.2 공차에 따른 민감도 분석

본 연구에서 완성된 해석 모델을 이용하여, 트렁크를 구성하는 각 부품의 주요 치수의 공차에 따른 팝업 량의 영향도를 분석하기 위해 각 부품의 치수 공차에 따른 팝업 량을 구하였다. 트렁크 팝업 량의 산포를 발생 시킬 수 있는 인자들 중 공차 범위가 있는 인자들은 트렁크 도어의 무게 중심, 토션바의 스프링 상수, 토션바의 초기 비틀림 각도, 각 링크 길이의 공차를 고려할 수 있다. 그러나 트렁크 판넬의 중량 및 각 조인트에서의 마찰에 대한 공차는 설계자가 제어할 수 있는 요인이 아니라고 가정하여 분석하지 않았다. 분석이 가능한 인자들의 공차를 정리하면 Table 2와 같으며, 국내 제조사의 특정 모델<sup>3)</sup>에 대해 각 공차 요인의 최소 허용 치수와 최대 허용 치수를 해석 모델에 적용하여 팝업 량을 분석하였다. Fig. 10은 팝업 량 분석의 한 예로서, Joint 3과 Joint 4 사이의 길이 공차에 따른 팝업 량의 변화를 나타낸다. Fig. 10의 (a)는 최소 허용 공차값(-0.75mm)을 고려했을 때의 팝업 량을 나타내며 (c)는 최대 허용공차

Table 2 Tolerance ranges of major design factors

	요인	공차 범위
트렁크	무게중심	±1mm
토션바	스프링 상수	±2%
	토션바의 초기 각도	±2°
링크 길이	링크의 길이	±0.5mm
	토션바의 길이	±0.75mm
	브라켓의 길이	±0.5mm

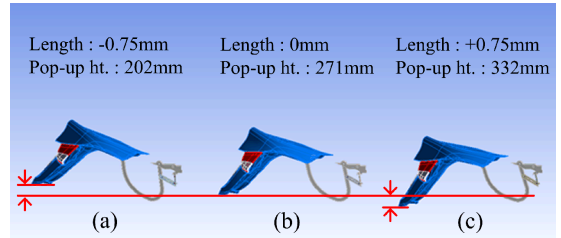


Fig. 10 Analysis of pop-up with tolerance of the length between the Joint 3 and 4

(+0.75mm)를 고려했을 때의 팝업 량을 나타낸다. 그리고 (b)는 기준 치수에서의 팝업 량을 나타낸다.

본 연구에서는 트렁크 팝업 량에 미치는 주요 요인들의 중요도를 상대적으로 비교하기 위해, 식 (9)와 같이 공차 범위 내에서 각 요인의 변화율에 따른 팝업 량의 변화율을 민감도(S)로 정의하여 분석하였다. 그 결과, 각 부품의 공차 범위를 고려한 팝업 량의 결과와 민감도 값들을 Table 3에 비교 정리하였고, 이를 Fig. 11에 그래프로 표현하였다. Table 3의 민감도 분석 결과를 보면 본 연구에서 분석한 차종의 경우, 토션바의 길이(Joint 3과 4 사이의 길이)에 의한 팝업 량의 변화가 가장 크게 나타났고, 다음으로 토션바의 초기각도에 따른 민감도가 큰 것을 알 수 있다. 이 두 요인은 토션바의 모멘트에 직접적으로 영향을 미치는 인자들로서, 토션바에 의한 산포 영향도가 높다는 결과를 나타낸다. 이 인자들은 토션바의 제조 공정 중 와이어를 밴딩하는 과정에서 발생 할 수 있는 인자들이다. 따라서 토션바의 형상에 관련된 제조 공차의 관리가 우선적으로 필요함을 알 수 있다.

$$S = \frac{R_p}{R_f} \quad (9)$$

where  $R_p$  : Rate of change of pop-up amount  
 $R_f$  : Rate of change of factor value

Table 3 Pop-up deviation and sensitivity of each influencing factor

요인	팝업량(mm)	민감도
트렁크의 무게중심	265~277	0.042
스프링 상수	239~304	0.241
토션바의 초기 각도	230~320	0.333
링크의 길이	215~304	0.328
토션바의 길이	202~332	0.479
브라켓의 길이	233~298	0.239

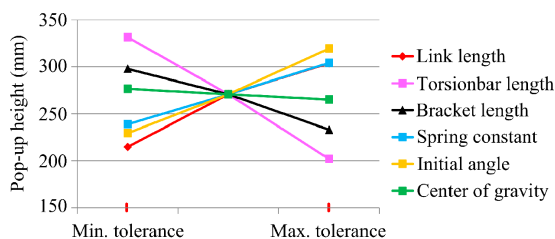


Fig. 11 Pop-up deviation w.r.t. the tolerance of major factor

### 5. 결론

본 연구에서는 승용차 트렁크의 열림 높이인 팝업량의 산포가 발생하는 원인을 분석하기 위한 해석모델을 개발하였으며, 이를 이용한 민감도 분석을 통해 산포에 영향을 미치는 인자를 분석하였다.

개발한 해석모델은 실제 자동차 부품들의 조립 상태, 각 부품들의 무게 및 관성 모멘트도 고려함으로써 정확한 팝업량 예측이 가능하다. 또한 해석모델의 개발 과정에서 실제 트렁크 메커니즘의 각 조인트에서 작용하는 마찰까지 고려하여 해석 모델의 완성도와 정확도를 높였다.

개발된 해석 모델을 이용하여 실제 자동차에 사용된 부품의 설계 공차를 분석함으로써 트렁크 열림 높이의 산포에 미치는 영향도를 정량적으로 분석할 수 있었다.

본 연구에서 팝업량이 271mm로 실제 자동차 트렁크의 팝업량 기준치 250mm와 유사한 거동을 묘사하는 해석 모델을 개발하였고 6가지 산포에 영향을 미치는 요인들을 민감도 분석한 결과에서 토션바의 길이와 초기 비틀림 각도에 의한 영향이 팝업

량 산포에 크게 작용하므로 토션바의 형상에 따른 영향도가 큰 것을 알 수 있었다.

한편, 본 연구에서는 열림 높이의 산포에 미치는 영향의 정도를 분석하기 위해 각각의 부품에 대한 민감도분석을 하였으나, 실제 차량에서는 이들 부품들의 영향이 복합적으로 작용하여 산포에 영향을 미치기 때문에 향후 이를 고려한 연구가 필요할 것으로 사료된다.

### 후 기

본 연구는 현대자동차(주)의 지원으로 수행되었으며 관계자들에게 감사드립니다.

### References

- 1) K. S. Choi, S. K. Park, H. M. Wang, Y. H. Jin, C. W. Lim and H. M. Kim, "Dynamic Analysis of Vehicle Trunk Lid with 4-bar Link Structure," SAE World Congress & Exhibition, pp.53-58, 2007.
- 2) K. G. Jeon, O. S. Kang, C. K. Lee and D. S. Kim, "Numerical Analysis of Determination of Gas Spring through Four-bar Link Type Trunk Lifter Kinematic Analysis," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.1123-1127, 2005.
- 3) H. K. Bae, B. D. Jung, H. Liu, J. C. Lee and G. H. Yoon, "Development of Power Trunk Lid System Analysis Model," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.666-672, 2012.
- 4) C. M. Jeong, B. Y. Kim, B. D. Jeong, G. T. Park, H. Y. Heo, J. W. Song, G. H. Yoon and M. W. Suh, "A Study on a Sensitivity Analysis of Design Variable of PTL Hinge Point using Design of Experiment," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.1651-1654, 2011.
- 5) Hyundai Motor Company, Avante MD, <http://www.hyundai.com>, 2013.
- 6) ANSYS Workbench Release 12.1, <http://www.ansys.com>, 2013.