

충돌안전성을 고려한 승용차용 조향핸들의 최적설계에 관한 연구

Study on the Design of Steering Wheels for Maximum Protection of Drivers during Crash

이 윤 형*, 김 권 회**
Yoon Hyung Lee, Kwon Hee Kim

ABSTRACT

During crash of a vehicle, most of the kinetic energy of the driver is absorbed by the steering system. The deformation characteristics of the steering system has significant effects on the injury of the driver. A part of the energy is absorbed by the steering wheel and another part by the collapsible steering column. It is believed that strength distribution between the wheel and the column has an important effect on the injury of the driver. A design criterion is suggested for steering wheels for maximum protection of drivers. Taguchi method is used to analyse the effects of design parameters.

주요기술용어: steering wheel(조향핸들), crash simulation(충돌모의시험), Taguchi method(다구찌 실험 계획법), orthogonal array(직교배열표), interaction(교호작용)

1. 서 론

차량의 충돌시 운전자의 운동에너지는 좌석벨트, 에어백, 조향시스템(steering system)등의 변형에 의하여 흡수된다. 조향시스템은 조향핸들(steering wheel), 조향축(steering shaft), 조향축 지지부(steering column), 조향 메커니즘 등으로 구성되며 실제로 운전자의 상해치와 직결되

는 부분은 조향핸들과 조향축이라고 볼 수 있다. 특히 조향핸들은 운전자와 직접적인 접촉을 하는 부분이므로 이의 변형특성은 조향축과 더불어 운전자의 상해 정도에 큰 영향을 미칠 것으로 생각된다. 차량의 충돌 시 조향핸들의 역할은 최근의 여러 연구에서 언급되고 있다. 조향핸들은 에어백과 같은 승객보호장구의 발달로 인하여 점차 그 구조가 복잡해지고 있다. 조향시스템이 충돌 시 운전자의 상해치에 미치는 영향에 대하여는 비교적 다양한 연구결과가 발표된 바 있다. 대부분의 기존 연구에서는 조향핸들을 조향시스템의

* 대우자동차

** 정회원, 고려대학교 기계공학과

일부분으로 파악하여 충돌시 운전자의 상해치를 예측하고 있으며 이 과정에서 조향핸들의 특성을 단순화시켜 취급하고 있다. 실제로는 조향핸들 각 부위의 세부적인 설계가 조향핸들의 변형특성을 좌우하므로 대부분의 기존 연구결과는 조향핸들의 설계에 직접 적용하기 어렵다고 생각된다.

John D. Horch¹⁾는 조향시스템의 장착방식과 장착각도 등을 변화시켜 가면서 실험을 수행하여 조향시스템 각 부위의 에너지흡수능력에 대한 연구를 수행하였다. 조향핸들의 모양과 조향시스템의 장착 각도는 승객에 가해지는 하중분포에 영향을 준다는 점을 언급하면서 조향핸들의 변형은 조향축의 에너지흡수능력과 매우 큰 상호작용을 가짐을 언급했다. Kenneth N. Naab²⁾는 조향시스템의 충돌시 운전자 보호성능에 대한 연구에서 조향핸들이 인체와 접촉하는 부위이기 때문에 충분히 작은 힘에도 변형할 수 있도록 하는데 우선순위를 두어야 한다고 밝힌 바 있다. Naab는 조향핸들의 여러 설계인자들 중에서 림의 강성, 허브의 넓이, 림으로부터 허브까지의 거리 등을 운전자 보호성능의 주요 인자로 가정하였다. Naab는 핸들이 인체와 접촉하는 부위가 넓은 것이 유리하므로 허브의 넓이를 크게 하고, 변형여유를 두기 위해 허브의 깊이는 깊게 하며, 림의 강성을 약간 낮게 설정하는 것이 바람직하다는 결론에 도달하였다. S. Shyu³⁾는 조향핸들과 조향축이 연결되는 중심 부위의 형상이 조향핸들의 변형특성에 미치는 영향을 유한요소법을 이용하여 해석한 결과를 발표하였다. 그밖에도 조향시스템의 총체적인 연구는 많이 이루어진 반면에 조향핸들의 세부적인 설계에 대한 연구는 매우 드문 편이다.

승용차용 조향시스템 중에서 충돌시 운전자 보호성능을 좌우하는 조향핸들과 조향축은 별도의 업체에서 설계, 제작되는 경우가 많다. 조향시스템의 충돌성능에 대한 안전규격을 만족시키기 위하여 조향핸들, 조향축등 각 업체에서 제작된 부품들을 조립하여 수 차례의 실험이 행해지게 된다. 이 과정에서 실험결과의 분석과 설계에 대한

판단은 각 부위를 담당한 설계 기술자들의 직감과 경험에 의존하게 된다. 시제품이 만들어진 후에도 계속적인 시험과 설계변경으로 막대한 비용과 시간이 소요되는 것이 보통이다. 조향핸들, 조향축의 설계변경에 따른 안전성능의 변화를 해석을 통해 예측할 수 있다면 직관과 경험에 전적으로 의존하는 방식에서 탈피할 수 있을 것으로 기대된다. 본 연구에서는 조향핸들 각 부위의 설계내용이 전체적인 변형특성에 미치는 영향을 분석하고 조향축의 설계가 정해져 있을 때 충돌시 운전자를 최대한 보호할 수 있는 조향핸들의 설계방향을 모색하기로 한다.

2. 조향핸들

2.1 개요

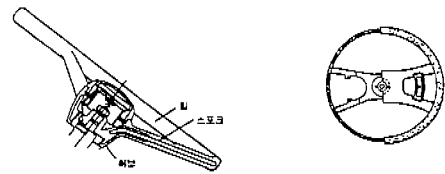


Fig. 1 An example of steering wheel

일반적으로 조향핸들은 손으로 잡는 데두리 부분인 림(rim)과 조향핸들과 조향축의 연결 부위이자 중심 부분이 되는 허브(hub), 허브와 림을 연결하는 스포크(spoke) 등의 부위로 구성되어 있다. 그 일례를 Fig. 1에 나타내었다. 스포크나 림의 내부는 강이나 경합금으로 구성되고, 바깥쪽은 합성수지 등으로 성형되어 있다. 조향핸들의 형상은 매우 다양하다. 핸들의 지름과 스포크의 개수와 각도에 따라 그 종류가 달라지게 된다. 핸들의 지름은 운전 중 방향 조작 시 필요한 조작력에 따라 달라지게 된다. 큰 조작력이 필요한 버스나 트럭의 경우 지름이 큰 제품이 사용되고 보통의 승용차의 경우 중간 정도의 것이, 그리고 경주용 차량의 경우는 큰 조작력보다는 빠른 동작을 위해 동작반경을 작게 할 목적으로 지름이 작은 제품이 사용되고 있다. 그 외 다른 부위들은 계기 판에 대한 시야 확보와 좌석의 높낮이, 핸들

의 틸팅(tilting)여부에 따라 정한다. 스포크의 개수와 장착 각도는 운전 시 계기 판을 가리는 범위가 최소한이 되도록 설계하게 된다. 에어백의 장착 공간의 유무도 고려된다.

이러한 사항들 이외에 안전성에 관한 측면도 고려해야 한다. 허브나 스포크 부를 합성수지로 커버하여 충돌 시 운전자 가슴 부위와 핸들과의 접촉면적을 크게 하도록 설계하고 있다. 또한 림과 스포크가 변형을 일으키면서 에너지를 흡수하도록 되어 있다. Fig. 2는 FMVSS 203시험 결과로 얻어진 시험용 인체모형(dummy)에 가해지는 충격력의 시간에 따른 변화를 나타낸 것이다. 차종과 조향시스템의 종류에 따라 차이가 있지만 이 충격력의 시간에 따른 변화는 다섯 개의 단계로 분류할 수 있다¹⁾. 그림에서 나타낸 다섯 개의 단계 중 제 1단계에서는 주로 핸들이 초기 변형을 일으키며 에너지를 흡수하고 나머지 네 단계 동안은 조향축과 조향축 지지부에 내장되어 있는 에너지 흡수 기구들이 작동하여 충격에 의한 에너지를 흡수해 준다.

지금까지의 연구에 따르면 대략적으로 핸들이 총 에너지의 30%를 흡수하고 조향기구의 에너지 흡수기구가 나머지 70%가량을 흡수할 수 있는 방향으로 설계할 것을 제안하고 있다³⁾. 또한 핸들은 그 자체의 변형으로 인한 에너지흡수능력이 중요한 역할을 함과 동시에 그 강성과 변형능력이 조향기구의 에너지 흡수능력에도 영향을 끼친다. 그만큼 차량이 장애물과 충돌할 경우 조향핸들이 인체의 상해치에 미치는 영향이 매우 크다고 볼 수 있으며 조향기구에 대한 연구 중 조향핸들에 관한 연구는 큰 비중을 차지한다고 할 수 있다.

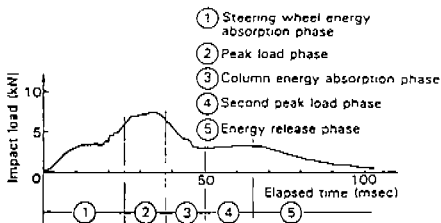


Fig. 2 An example of FMVSS 203 test result

2.2 충돌안전성능

FMVSS 203 시험에 있어서 가장 중요한 값은 인체모형(더미, dummy)과 조향핸들 사이에 발생하는 최대 하중이다. 정해진 초기 속도를 가지고 조향시스템에 충돌한 인체모형은 그 운동 에너지가 조향시스템 내부에 장치된 에너지 흡수기구와 조향핸들의 변형에 의하여 흡수되면서 속도가 감소하고 결국에는 정지상태에 이르게 된다. 그러한 과정에서 인체모형과 조향핸들 사이에 발생하는 하중은 계속 변화하게 된다. 이러한 하중의 변화는 전체 조향시스템의 충돌에너지 흡수능력과 깊은 관계가 있다. 안전을 위하여 이러한 하중이 지나치게 커지지 않아야 한다.

조향시스템 개발 초기단계에서 많은 FMVSS 203 시험이 행해지게 되는데 이 과정에서 최대 하중이 매우 커지는 경우가 있다. 최대 하중이 커지게 되는 원인은 조향축 에너지 흡수기구의 성능 미흡이나 조향핸들의 에너지 흡수능력 부족 등을 들 수 있다. 에너지흡수능력이 큰 조향핸들을 사용할 경우에는 FMVSS 203시험의 최대하중을 줄일 수 있을 것으로 판단된다. 본 연구는 조향핸들 각 부위의 강성을 조절함으로써 에너지 흡수능력이 크며 최대 하중을 줄일 수 있는 설계를 찾는 것을 목적으로 한다.

2.3 설계인자(design parameter)

조향핸들의 종류는 여러 가지가 사용되고 있으며 에어백이 장착된 사양과 장착되지 않은 사양으로 나눌 수 있다. 승용차의 경우 에어백이 있는 차량은 4스포크 형식의 핸들을 사용하고 있고 에어백을 장착하지 않은 차량에는 3스포크 형식의 핸들이 주로 사용되고 있다. 본 연구에서는 3스포크 형식의 핸들을 다루어 보기로 결정하였다.

조향핸들의 충돌안전성 성능에 영향을 주는 설계인자는 여러 가지가 있겠지만 스포크와 림의 강성이 중요한 요인이 될 것으로 생각된다. 충돌 상황에서 운전자가 핸들에 부딪히는 경우 중심 스포크는 주로 굽힘을 받을 것으로 예상되고 축

면 스포크와 림은 굽힘과 비틀림을 동시에 받을 것으로 예상된다. 각 부위는 이렇듯 굽힘이나 비틀림 혹은 두가지를 동시에 받으면서 소성변형을 일으키게 된다. 사각 단면을 가지는 보에 일정한 굽힘 모멘트(bending moment)가 가해지는 경우 굽힘 모멘트가 증가함에 따라 중립면으로부터 가장 멀리 떨어져 있는 지점에서 항복이 개시되어 소성영역이 점차로 중립면 쪽으로 접근하게 되고 결과적으로 단면전체가 소성영역에 이르는 전소성(fully-plastic) 상태에 도달하게 된다. 폭이 b , 두께가 h ($b > h$) 이고 항복강도가 Y 인 강소성 소재의 사각단면 보에 대한 극한 굽힘 모멘트(limit bending moment) M_B 와 극한 비틀림 모멘트(limit twisting moment) M_T 는 다음과 같이 주어진다^{7,8,9}.

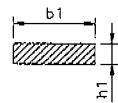
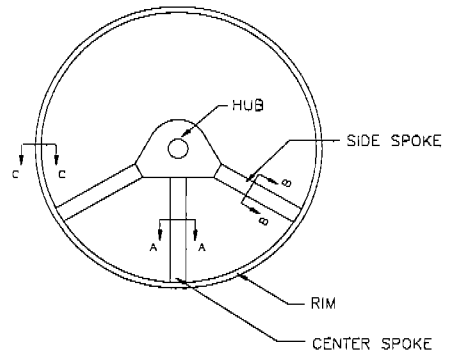
$$M_B = \frac{bh^2}{4} Y, \quad M_T = \frac{h^2k(3b-h)}{6}$$

여기서 k 는 순수전단 항복응력이다. 조향핸들의 스포크는 충돌시 굽힘과 비틀림을 동시에 받는다. 실제 스포크는 가공경화성의 탄소성(elasto-plastic with hardening) 소재로 제작되므로 유한요소 해석에서는 실제와 가까운 응력-변형을 관계를 사용하였다. 그러나 상기 식들로부터 탄소성 소재의 경우에도 스포크의 강성이 폭보다는 두께에 더욱 민감하며 또한 폭과 두께 사이에 밀접한 교호작용(interaction)이 있을 것으로 추측할 수 있다.

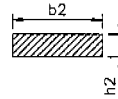
이상에서 추론된 설계인자들을 Fig. 3에 나타내었다. 스포크 단면은 사각 형상으로 이루어져 있고 림의 단면은 튜브형으로 되어 있다. 선정된 설계인자와 수준(level)은 Table 1 에 나타내었다. 여기서 선정된 설계인자를 제외한 다른 사양은 기존 제품의 규격을 그대로 따르기로 하였다. 스포크의 장착 각도 또한 매우 중요한 인자로 예측되지만 보통 스포크의 장착 각도는 시계확보를 우선적으로 고려하여 결정하므로 현재 사용중인 제품의 사양과 동일하게 책정하였다.

Table 1 Levels of design parameters

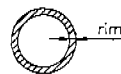
design parameter	size	
	1 level	2 level
center spoke width (b1)	18mm	30mm
center spoke thickness (h1)	3mm	7mm
side spoke width (b2)	18mm	30mm
side spoke thickness (h2)	3mm	7mm
rim thickness (rim)	1.75mm	3mm



A-A : CROSS SECTION OF CENTER SPOKE



B-B : CROSS SECTION OF SIDE SPOKE



C-C : CROSS SECTION OF RIM

Fig. 3 Design parameters

Table 2 $L_{16}(2^{13})$ orthogonal array

Run No.	b1		h1		b1		h1		b2		h2		b1		h1		b2		h2	
	b1	h1	×	h1	×	b2	×	h2	×	h2	×	h2	×	h2	×	h2	×	h2	×	h2
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
4	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2
6	1	2	2	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	1
7	1	2	2	2	2	1	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1
8	1	2	2	2	2	1	1	2	2	1	1	1	1	1	2	2	1	2	2	2
9	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	2
10	2	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	1
11	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1
12	2	1	2	2	1	2	1	2	1	2	1	1	2	1	2	1	2	1	2	2
13	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2	1	1
14	2	2	1	1	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	1	2	1	2
15	2	2	1	2	1	1	2	1	2	2	1	2	1	1	2	1	1	2	1	2
16	2	2	1	2	1	1	2	2	1	1	2	1	2	1	2	2	1	2	1	1

3. 해석

3.1 직교배열표

여러 인자들의 영향을 종합적으로 반영되는 현상을 검토하기 위하여 다구찌법이 유용하다는 점은 이미 널리 알려져 있다⁵⁾⁶⁾. 다구찌법을 이용하여 각 인자의 성능에 대한 기여도와 교호작용의

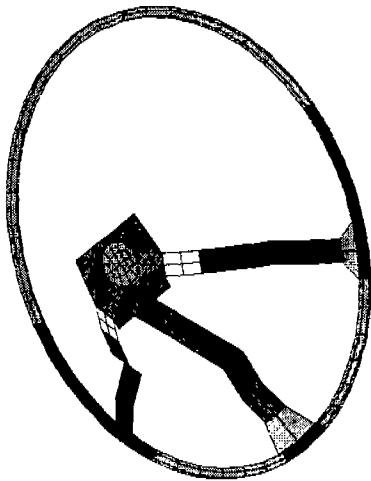


Fig. 4 A finite element model of steering wheel

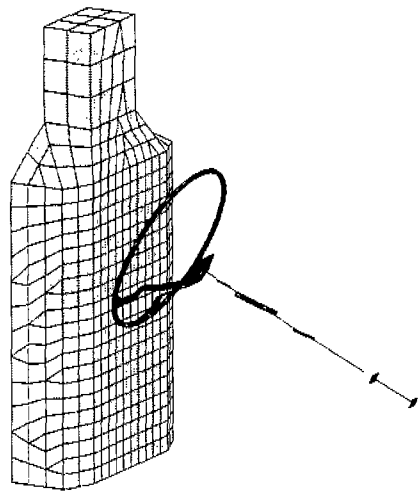


Fig. 5 Finite element model of steering system and body block (on-spoke).

영향을 알아보기 위하여는 직교배열표를 결정해야 한다. 이 문제에는 5개의 설계인자가 있고 인자들이 2개의 수준을 가지므로 $L16(2^5)$ 직교배열표를 사용하기로 한다.

사용된 직교배열표를 Table 2에 나타내었다. 선정된 설계인자들이 각각의 영향이 다른 인자의 영향과 간섭을 일으키지 않도록 제 1열, 2열, 4열, 8열, 그리고 제 15열에 배치하고 각 인자들의 교호작용(interaction)들이 비어있는 열에 나타나도록 배열되어 있다. 이 직교배열표를 토대로 각 경우마다 16개의 유한요소해석 모델을 만들어 해석을 수행하였다. Fig. 4는 해석에 사용된 조향핸들의 유한요소해석 모델이다.

일반적으로 완성차 제조업체나 자동차 부품업체에서 조향시스템의 안전성평가를 목적으로 FMVSS 203 시험을 수행할 때는 두 가지 경우에 대하여 시험을 수행한다. 조향핸들을 일반 직진 주행상태인 중립위치에 놓고 더미를 충돌시켜 행하는 시험을 온 스포크 시험(on-spoke test)이라고 하고 핸들을 180° 회전시켜 놓은 상태로 수행하는 시험을 오프 스포크 시험(off-spoke test)이라고 한다. 본 논문에서는 Fig. 5에 보인 온 스포크 시험 조건에 대한 결과만을 소개하기로 한다.

3.2 유한요소해석

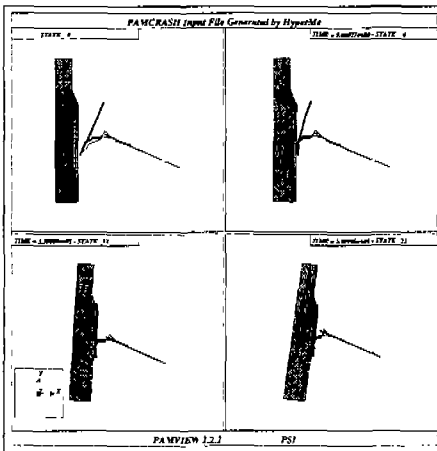


Fig. 6 Analysis procedure of FEM

본 시험에서는 자동차 충돌해석에 주로 사용되고 있는 상용 유한요소해석 프로그램인 PAM-CRASH를 사용하여 FMVSS 203 시험의 모의 실험을 수행하였다. 조향시스템을 FMVSS 203 시험규격에 따라 고정시켜 놓고 더미에 시험규격과 동일한 속도를 가하여 조향시스템에 충돌시킨다. 더미가 충돌을 일으켜 핸들과 조향축의 변형이 진행되는 과정에서 더미와 조향핸들의 접촉하중을 총 60 msec 동안 측정하였다. 이 접촉하중의 최대 값을 최소한으로 낮추는 설계안을 찾는 것을 해석의 목적으로 한다. 접촉하중은 SAE J944에 명시된 규격에 따라 60Hz에서 저주파여과(low pass filtering)하게 되어 있다. 앞에서 작성한 직교배열표에 따라 16개의 해석모델을 구성하였다. 각 모델들의 핸들 부위는 직교배열표의 설계인자 배치대로 변화를 주었고 조향시스템의 핸들을 제외한 나머지 부위와 더미는 실제 제품과 같은 사양으로 만들었다. Fig. 6은 본 연구에서 수행한 유한요소해석 과정의 일례를 보이고 있다. 더미가 거동과 핸들의 변형양상을 볼 수 있다. Fig. 7은 FMVSS 203 실험을 통해 얻은 접촉하중의 일례와 해석결과를 보이고 있다. 동일한 조건에 대한 실험에서도 접촉하중의 최대치는 약 $\pm 50\text{kgf}$ 의 편차를 보이며 접촉하중 - 시간 곡선의 형태도 다소 변화하는 것이 보통이다. Fig. 7에 보인 해석결과

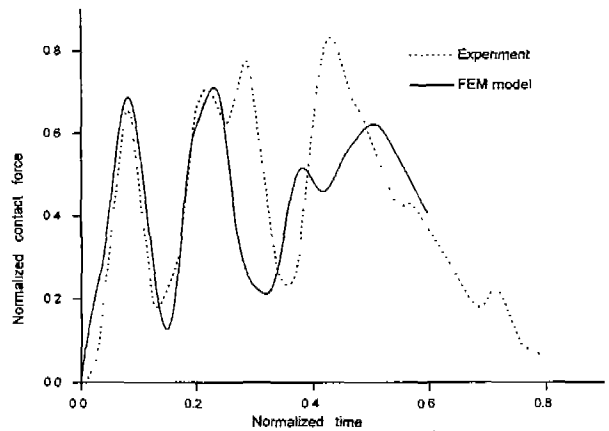


Fig. 7 Contact force vs time from an experiment and a FEM analysis

Table 3 Result of FEM (on-spoke test)

Run No.	Design parameters					Object function (maximum load) KN
	b1	h1	b2	h2	rim	
1	1	1	1	1	1	8.90
2	1	1	1	2	2	7.12
3	1	1	2	1	2	10.46
4	1	1	2	2	1	8.58
5	1	2	1	1	2	8.02
6	1	2	1	2	1	7.32
7	1	2	2	1	1	8.14
8	1	2	2	2	2	9.48
9	2	1	1	1	2	8.82
10	2	1	1	2	1	6.66
11	2	1	2	1	1	9.00
12	2	1	2	2	2	8.98
13	2	2	1	1	1	8.38
14	2	2	1	2	2	12.02
15	2	2	2	1	2	9.07
16	2	2	2	2	1	9.85

는 충돌의 초기에는 실험결과와 비교적 양호하게 일치하나 변형의 후반부에서는 실험치와 차이를 보이고 있다. 실험치에서는 변형이 종료되는 시점에 최대 하중이 발생하는데 이 부분은 실험에 따라 비교적 큰 편차를 보이는 부분이다. 변형의 초기에는 하중의 크기와 타이밍이 주로 조향핸들에 구조에 의하여 결정되고 후반부에서는 조향축의 구조에 의하여도 좌우된다고 보면 현재의 조

향핸들 모델은 비교적 실제에 가깝다고 생각된다. 반면에 조향축 부분은 단순화되어 있어 실험결과와 차이를 나타내는 것으로 생각된다. 접촉 하중의 최대치가 주로 변형의 초기에 발생하므로 현재의 모델은 최대치를 예측하는데 적절한 것으로 생각된다.

직교배열표에 따른 유한요소해석 결과를 Table 3 에 나타내었다. 기재되어 있는 목적함수는 인체모형과 핸들의 접촉면에 발생하는 최대하중이다. Fig. 8은 유한요소해석에서 얻어진 접촉 하중의 시간에 따른 변화를 보이고 있다. 이 문제는 발생하는 최대하중을 감소시키는 것을 목적으로 하므로 망소특성(smaller-the-better)문제이다. 표의 결과를 분석하여 목적함수 값을 작게 하는 설계인자의 수준 조합을 찾는다.

Table 4 는 직교배열표의 각 열에 나타난 인자들과 교호작용들의 수준별 평균치와 그 차이를 나타낸 반응 표(response table)이고 Fig. 9는 이를 가시적으로 나타낸 반응 그래프(response graph)이다. 이 반응 표와 반응 그래프는 기여도가 큰 인자부터 기여도가 작은 인자의 순서로 배열되어 있다.

반응 그래프를 보면 중심 스포크와 측면 스포

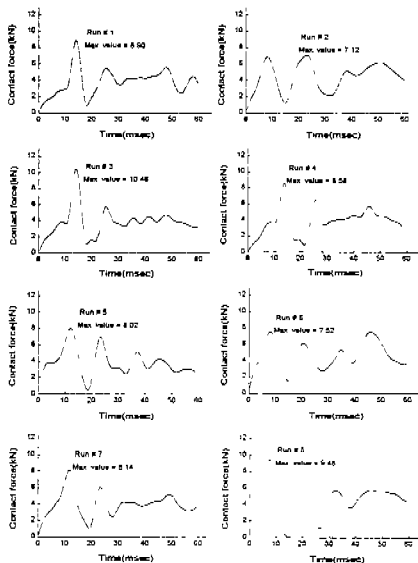


Fig. 8(a) Contact force vs. time graph, on-spoke test (model#1~#8)

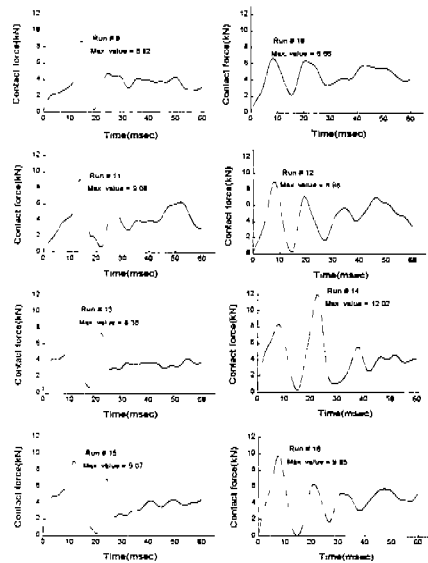


Fig. 8(b) Contact force vs. time graph, on-spoke test (model#9~#16)

Table 4 Response table (on-spoke test)

	h1×h2	b1×h1	rim	b2	b1×h2	h1×b2	b1	b1×b2
level 1	9.51	9.30	8.38	8.43	9.13	8.50	8.53	8.56
level 2	8.12	8.33	9.25	9.19	8.50	9.12	9.10	9.07
δ	1.39	0.97	0.87	0.76	0.63	0.61	0.57	0.51

	h1	b1×rim	h2×rim	h1×nm	b2×rim	b2×h2	h2
level 1	8.56	9.00	9.00	8.97	8.68	8.87	8.85
level 2	9.06	8.62	8.62	8.66	8.94	8.75	8.78
δ	0.49	0.38	0.38	0.31	0.26	0.13	0.07

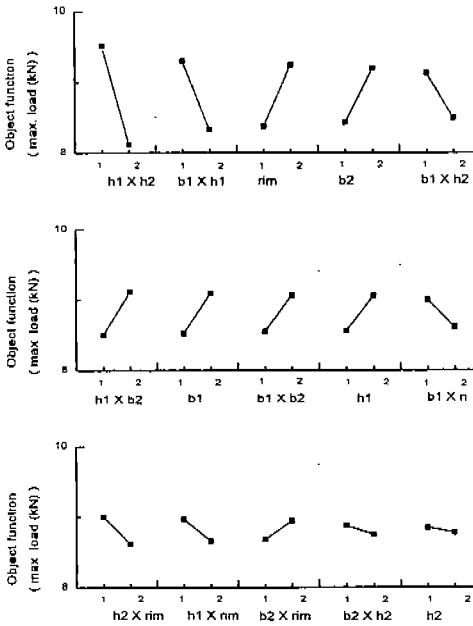


Fig. 9 Response graph(on-spoke test)

크 두계 간 교호작용(h1×h2)의 기여도가 가장 큰 것으로 나타났다. 그 외에 중심 스포크 폭과 두계간의 교호작용(b1×h2)등의 순서로 기여도가 큰 것으로 나타난다. 반응표(Table 4)와 교호작용 그래프(Fig. 10)를 이용하여 최적 설계조건을 다음과 같이 도출할 수 있

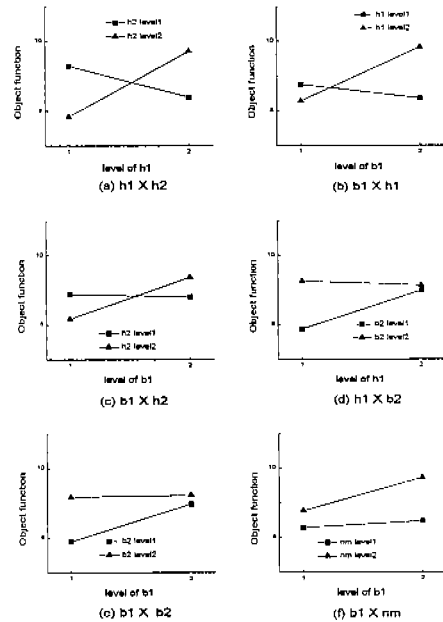


Fig. 10 Interaction graph(on-spoke test)

다. 우선 가장 기여도가 큰 교호작용 h1×h2의 그래프(Fig. 9(a))를 보면 h1 이 1 수준, h2 가 2 수준일 때 목적함수의 평균치가 가장 낮은 값을 갖게 되는 것을 확인할 수 있다. 따라서 h1 과 h2를 각각 1수준, 2수준으로 결정한다. 그 다음으로 큰 기여도를 갖는

교호작용 $b1 \times h1$ 를 보면(Fig. 10(b)) $h1$ 이 1 수준의 값으로 정해졌을 때 $b1$ 의 값을 2 수준으로 선택하는 것이 유리하다. 그러나 $b1$ 의 값에 따른 목적함수 값의 차이가 크지 않으므로 $b1$ 의 값은 1수준과 2 수준을 모두 고려하기로 한다. 그 다음으로 큰 기여도를 갖는 인자는 림의 두께(rim)이다. 반응표(Table 4)에서 rim은 1의 수준으로 결정한다. 다음으로 큰 기여도를 갖는 인자는 $b2$ 이다. 역시 반응표에서 $b2$ 의 값을 1의 수준으로 결정한다. 아직 $b1$ 의 값을 절대적으로 확정하지 않았으므로 반응표에서 다섯 번째의 기여도를 갖는 교호작용 $b1 \times h2$ 의 그래프(Fig. 10(c))를 보면 $h2$ 의 값이 이미 2 수준으로 정해졌으므로 $b1$ 을 1 수준으로 선택하는 것이 바람직한 것으로 판단된다. 이는 교호작용 $b1 \times h1$ 의 그래프 Fig. 10(b)에서 판단되는 $b1$ 의 최적값과는 상반되는 결과이다. 이상과 같은 근거에서 다음과 같이 2가지의 후보 설계안이 선정된다.

- 제1설계안 : 21121 ($b1=2, h1=1, b2=1, h2=2, rim=1$)
 제2설계안 : 11121 ($b1=1, h1=1, b2=1, h2=2, rim=1$)

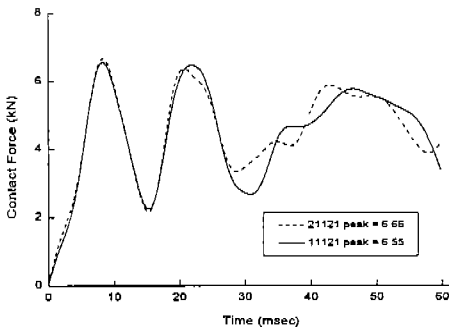


Fig. 11 Analysis results of candidate solutions (on-spoke test)

제1설계안은 직교배열표상의 10번째 모델과 동일하며 제2설계안은 직교배열표상에는 나타나지 않는 설계안이다. 설계결과를 확인하기 위하

여 추가적으로 제2안에 대한 모델을 구성하고 해석을 실시하였다. Fig. 11에 각각의 결과를 함께 도시하였다. 그 결과 11121설계안의 경우 목적함수인 최대하중이 가장 낮은 것이 확인되었고 이 설계안을 최적 설계안으로 결정하였다.

3.3 결과예측

다구찌 실험 계획법에서는 직교배열표를 이용한 실험 결과로부터 설계인자의 개별효과를 고려하여 임의의 설계인자 수준 조합에 대한 결과를 예측할 수 있다. 예측을 위해서는 각 인자 수준별 목적함수의 평균치를 이용하게 된다. 임의의 설계인자 수준 조합 모델에 대한 목적함수 예측치 $\hat{\mu}$ 는 다음과 같이 계산한다.

$$\hat{\mu} = N + \sum_{i=1}^n [\overline{y(x_i)} - N] + \sum_{i=1}^n \sum_{j=i+1}^n [\{ \overline{y(x_i, x_j)} - N \} - \{ \overline{y(x_i)} - N \} - \{ \overline{y(x_j)} - N \}] \quad (3)$$

여기서 n 은 설계인자의 개수이고 x_i 는 i 번째 설계인자의 수준, N 은 목적함수의 평균치, $\overline{y(x_i)}$ 는 i 번째 설계인자가 x_i 의 수준을 갖는 경우에 대한 목적함수 평균치를 나타낸다. $\overline{y(x_i, x_j)}$ 는 i 번째 설계인자가 x_i 수준을 갖고 j 번째 설계인자는 x_j 수준을 갖는 모델들의 목적함수 평균치를 나타낸다.

Table 5 Comparison of predicted value and FEM result

Model	Prediction (KN)	FEM (KN)
제1설계안 (21121)	6.66	6.66
제2설계안 (11121)	6.30	6.55

이 같은 방법으로 위에서 언급한 2가지의 후보 설계안에 대한 목적함수의 예측치와 유한요소 해석의 결과를 Table 5에 수록하였다. 예측치와

유한요소 해석 결과는 21121 설계안의 경우 거의 일치하며 11121 설계안의 경우는 예측치가 유한요소해석 결과보다 약간 낮은 값으로 얻어지고 있다. 11121 설계안의 유한요소해석 결과에 대한 예측치의 오차는 약 4% 이내이다.

4. 해석결과의 고찰

이미 언급한 바와 같이 온 스포크 시험 및 오프 스포크 시험의 경우에 대하여 가장 좋은 성능을 보이는 설계안은 다음과 같이 결정되었다 (Table 6).

Table 6 Selected design specification (11121)

parameter	center spoke width	center spoke thickness
size	18mm	3mm
side spoke width	side spoke thickness	rim thickness
18mm	7mm	1.75mm

성능에 대한 각 인자들간의 교호작용의 기여도가 각 인자들의 기여도와 비슷하거나 더 큰 경우 최적 설계안을 찾는 과정을 다음과 같이 정리하였다.

- 반응 표와 반응 그래프를 이용하여 성능에 대한 기여도가 큰 순서대로 배치한다.
- 기여도가 큰 교호작용항의 교호작용 그래프를 작성한다.
- 기여도가 큰 설계인자나 교호작용 항들의 반응 그래프와 교호작용그래프를 통해 목적 함수 값을 가장 작게(망소특성의 문제인 경우) 가지는 설계인자의 조합을 찾는다.
- 설계인자의 반응 그래프를 통해 결정한 수준과 그 인자가 관련된 교호작용 그래프를 통해 선택한 수준이 동일하지 않을 경우 전체 항의 반응 그래프에서 성능에 대한 기여

도가 더 큰 쪽의 결과를 채택한다(인자 자체의 성능에 대한 영향은 작더라도 그 인자가 관련된 교호작용 항의 성능에 대한 영향이 큰 경우도 있다).

- 반응 그래프를 통해 결정된 수준과 관련 교호작용 그래프를 통해 선택한 수준이 동일하지 않으면서 교호작용과 인자의 성능에 대한 기여도가 서로 비슷한 경우는 어느 한 수준이 더욱 바람직하다고 결론지을 수 없기 때문에 그 인자에 대한 수준은 결정하지 않고 각 수준에 대한 경우 모두를 하나의 후보 설계안으로 결정한다.
- 각 후보 설계안의 경우에 대한 해석이나 실험을 수행하여 그 중에 가장 우수한 성능을 보이는 설계안을 최종적으로 선택하여 최적 설계안으로 결정한다.

본 연구에서는 각 스포크의 단면의 너비와 두께를 모두 설계인자로 고려하여 민감도 분석을 시행하였다. 예상대로 너비와 두께사이에는 교호작용이 존재하는 것을 확인하였다. 복잡한 교호작용을 취급해야 하는 어려움을 피하기 위하여는 소재의 두께나 폭 중 하나를 일정한 값으로 고정하고 나머지를 설계인자로 선택하는 방법을 생각할 수 있다. 핸들의 성능은 각 부위의 형상 자체보다는 강성에 따라 좌우되기 때문에 폭과 두께를 모두 설계인자를 선정할 필요는 없다고 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 조향핸들의 설계인자를 선정하여 각 인자들이 충돌안전성에 미치는 영향을 다구찌법을 이용하여 분석하였다. 다구찌 방법은 다수 설계인자의 영향을 예측하고자 할 때 유용한 기법으로 현재 여러 분야에서 활용되고 있다. 조향핸들의 설계 인자들이 FMVSS 203 시험 결과에 미치는 영향을 유한요소법을 이용하여 해석하였다. FMVSS 203시험 조건은 온 스포크와 오프 스포크의 2 가지로 설정하였다. 해석 결과

성능에 큰 영향을 끼치는 주요 인자들을 알 수 있었고 최적의 성능을 발휘하는 설계인자의 조합도 찾을 수 있었다. 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 차량의 충돌 시 인체에 가해지는 하중은 조향핸들의 변형특성에 따라서 크게 좌우된다.
2. 다구찌법을 통하여 충돌 시 인체에 가해지는 하중을 최소화하는 조향핸들의 설계안을 도출할 수 있었다. 분석결과 온 스포크 조건의 경우 중심 스포크의 두께(h1), 측면 스포크의 두께(h2) 간의 교호작용의 기여도가 가장 크고 그 다음으로 중심스포크의 폭과 두께 간의 교호작용의 기여도가 큰 것으로 확인되었다.
3. 일반적으로 설계인자들 간에 교호작용이 없거나 그 영향이 작은 경우에는 다구찌 방법을 적용하여 최적의 설계안을 쉽게 찾아낼 수 있다. 그러나 설계인자 간의 교호작용이 큰 경우에는 몇 개의 후보 설계안을 찾아내어 확인작업을 통해 최적 설계안을 결정하여야 한다.
4. 스포크의 강성을 좌우하는 인자로서 중심 스포크와 측면 스포크의 두께나 폭 중 한쪽을 일정한 값으로 고정하고 나머지를 설계인자로 선택하여 신속한 설계안 결정이 가능하다.

참 고 문 헌

1. Y. Kobayashi, A. Nobata, S. Iwasaki and K. Sawazaki, "An analytical method for prediction impact characteristics of vehicle steering assemblies", Int. J. of Vehicle Design, vol. 9, nos. 4/5, 1998.
2. Kenneth N. Naab, "Development and Testing of Steering Assembly Countermeasures for Driver Impacts", SAE Technical Paper 900546, 1990.
3. S. Shyu, A. Mani, P. Krishnaswamy, R. Conroy, M. Shermetaro, and G. Exner, "Designing Energy Absorbing Steering Wheels Through Finite Element Impact Simulation", SAE Technical Paper 931844, 1993.
4. John D. Horch, Clyde C. Culver, "The role of steering wheel structure in the performance of energy absorbing steering systems", SAE Technical Paper 831607, 1983.
5. Glen Stuart Peace, "Taguchi methods - A hands-on approach to quality engineering", Addison-Wesley, 1993.
6. William Y. Fowlkes and Clyde M. Crevling, "Engineering methods for robust product design using Taguchi methods in technology and product development", Addison-Wesley, 1995.
7. 김동원, "소성학", 청문각, 1996.
8. W. Johnson, P.B.Mellor, "Engineering Plasticity", Ellis Horwood Limited, 1972.
9. S.P.Timoshenko, J.N.Goodier, "Theory of Elasticity", Third Edition, McGraw-Hill Book Company, 1970.
10. Y. Kobayashi, A. Nobata, S. Iwasaki and K. Sawazaki, "An analytical method for prediction impact characteristics of vehicle steering assemblies", Int. J. of Vehicle Design, vol. 9, nos. 4/5, 1998.