조향휠의 유형에 따른 구조안정성평가

한문식*, 조재웅⁺

(Manuscript received: Apr, 6, 2012 / Revised: Jun, 21, 2012 / Accepted: Jun, 25, 2012)

Evaluation on Structural Stability According to Steering Wheel Type

Moonsik Han*, Jaeung Cho⁺

Abstract

This paper studies with structural and vibration analysis to evaluate the structural safety according to the types of steering wheels. This study models are two, three and four spoke types. As the number of spokes increases, the maximum equivalent stress becomes smaller but the maximum total deformation becomes a little higher. The natural frequency at three models are shown from 180 to 230Hz as the maximum deformation. The frequency responses as maximum amplitude displacement are happened at 200Hz, 500Hz and 500Hz respectively. In this study, the steering wheel with three spoke type is shown to become suitable at durability and production.

Key Words : Structural and vibration analysis(구조 및 진동 해석), Steering wheel(조향 휠), Spoke(스포크), Equivalent stress(등가응력), Total deformation(전변형량), Natural frequency(고유진동수), Durability(내구성)

1. 서론

자동차 산업에서는 제품의 성능 및 품질의 향상은 물론 개발 기간의 단축과 생산비용의 절감 등이 요구되고 있다. 또한, 안전띠(Seat Belt), 시트(Seat) 등 승객의 안전과 직결되는 장치에 대해 유한요소해석기법(CAE)을 사용하여 안전도를 높이는 방향으로 제품을 설계, 생산하고 있다⁽¹⁾.

차량의 정면충돌 시 운전자의 운동에너지는 안전띠, 에어백(Air Bag), 조향시스템(Steering System) 등에 의하여 흡수된다. 운전자가 자동차 방향을 제어할 수 있게 하는 조향시스템은 조향휠(Steering Wheel)과 조향축(Steering Column)으로 구성되어 있으며 자동차의 주행을 좌우하는 기능을 넘어 충돌 시에 운전자와 접촉하여 적절히 변형하며 승객의 상해를 경감시

키는 중요한 역할을 한다⁽²⁾. 조향휠과 조향축의 변형 특성은 운전자의 상해치와 직결되는 부분으로 특히 고속충돌의 경우에는 운전자가 조향휠과 직접 접촉하기 때문에 충격을 받았을 때 적절하게 변형하여 충격 에너지를 흡수할 수 있는 구조로 되어 있어야 한다. 최근에는 안전에 대한 관심과 법규제가 강화되어 가는 추세이고, 대부분의 자동차에 에어백이 장착되고 있으며 운전자의 편의를 위한 장치들의 발달로 그 구조가 복잡해지고 있다. 또한, 기존의 조향휠은 주로 철강 재료를 사용하여 제작하였으나 경량화를 위하여 최근에는 비철금속 재료를 이용한 제품들이 등장하고 있다.

일반적으로 조향휠은 차량 충돌 시 운전자와 조향휠 사이의 충격 에너지를 흡수하는 중요한 역할을 하게 되며⁽³⁾ 조향휠은 에너지를 흡수하기 위하여 접촉면적을 크게 하고 림과 스포크

* 계명대학교 기계자동차공학과

+ 교신저자, 공주대학교 기계자동차공학부 (jucho@kong.ac.kr)

주소: 331-717 충남 천안시 서북구 부대동 275번지

가 변형을 일으키도록 설계되어 있다. 조향휠은 자체의 변형에 의한 에너지 흡수와 동시에 조향축을 통한 조향시스템의 에너지 흡수에도 영향을 끼치게 된다. 조향휠의 형상은 자동차의 종류에 따라 다양하며 휠의 지름과 스포크의 개수 및 각도는 운전 중에 필요한 조작력, 계기판, 시트의 높이에 따라 달라진다. 마그네슘 합금 조향휠은 자동차의 조향 및 승객의 안전을 위한 주요 부품으로 기존의 철강재료로 만들어진 조향휠에 비하여 가볍다는 장점을 가지고 있으나 강도가 낮고 연신률이 작다는 단점을 가지고 있다⁽⁴⁾.

현재 국내 조향휠의 개발 과정을 살펴보면 안전규격을 만족

시키기 위하여 여러 가지 시험이 이루어지고 있으나 모든 판단은 기술자의 직감과 경험에 의존하고 있다. 충분한 경험을 보유한 기술자라면 적은 횟수에 규격을 만족하는 제품을 얻을 수 있지만 경험이나 기술을 축적하지 못한 상태에서는 많은 시험을 동반하게 되며 계속적인 설계변경을 통하여 제품의 보완이 이루어지므로 많은 비용과 시간을 낭비하게 된다. 따라서 본 연구에서는 승용차용 조향휠을 대상으로 설계 초기에 강성 및 중요 설계변수에 대한 정보를 제공하고 개발기간 단축, 설계변경 횟수 및 시작품의 시험 횟수를 줄이고자 하여 유한요소해석 방법을 적용하였다^(5,6). 그리하여 조향휠의 3가지 유형의 구조 안정성을 평가하여 가장 내구성이 뛰어난 조향휠을 알아보고자 한다. 따라서 본 연구에서는 2개, 3개 및 4개의 스포크들로 된 3가지의 조향휠들을 CATIA로 모델링하였으며, 구조해석과 진동해석을 통하여 조향휠의 안정성을 ANSYS⁽⁷⁾로 해석하여 평가한다.

2. 해석 평가

2.1 제원, 물성 및 해석 조건

Fig. 1은 (a), (b) 및 (c)의 조향휠을 모델링한 것들로서 지름 700mm로 모델링된 메시의 형상들이다. Table 1은 본 연구에서의 크기 및 중량에 대한 제원을 나타냈고, Table 2는 (a), (b) 및 (c)의 절점 및 요소수를 나타냈다. 또한 Table 3은 본 해석에 사용한 재료의 재질인 마그네슘 합금의 물성치를 나타낸다.

Table 1 Specifications of steering wheel models

Type	Length	Diameter	Mass
(a) Two Spoke Type	0.06m	0.76m	20.573Kg
(b) Three Spoke Type	0.06m	0.76m	22.761Kg
(c) Three Spoke Type	0.06m	0.76m	18.092Kg

Table 2 Mesh information

	Node Number	Element Number
(a) Two Spoke Type	1572	657
(b) Three Spoke Type	1801	763
(c) Four Spoke Type	1953	834

Table 3 Material property

Young's Modulus	$4.5 \times 10^{10} \text{Pa}$
Poisson's Ratio	0.35
Density	1800kg/m^3
Tensile Yield Strength	$1.93 \times 10^8 \text{Pa}$
Compressive Yield Strength	$1.93 \times 10^8 \text{Pa}$
Tensile Ultimate Strength	$2.55 \times 10^8 \text{Pa}$

(a) Two spoke type

(b) Three spoke type

(c) Four spoke type

Fig. 1 Modelling of wheel(Two, three and four spoke types)

Fixed Support
Time: 1 s

Fig. 2 Fixed condition at two spoke type

Moment
Time: 1 s
Moment: 100 N·m
Components: 100, 0, 0 N·m

Fig. 3 Moment condition(100N·m) at two spoke type

Table 4 Maximum and minimum equivalent stresses(Two, three and four spoke types)

Type	Maximum equivalent stress(MPa)	Minimum equivalent stress(Pa)
(a) Two spoke type	0.15744	6.09
(b) Three spoke type	0.13413	4.07
(c) Four spoke type	0.13257	3.36

2개, 3개 및 4개의 스포크들로 된 조향휠의 모델들의 경계조건들은 공히, 2개의 스포크로 된 Fig. 2와 같이 휠의 허브부분을 고정시켰다. 핸들은 원형으로 움직여 돌아가는데 상대적으로 모멘트를 가하기 위하여 그림에 보는 바와 같이 위쪽면을 고정하였다. 따라서 Fig. 3과 같이 휠의 림 부분에 100N·m의 Moment를 반시계방향으로 가하여 휠의 림이 받는 등가응력 및 전변형량을 알아보았다. 통상적으로 자동차에서 작용될 수 있는 400N의 회전력을 림에서 받는 것으로 가정하여 핸들의 림 부분에 100N·m를 가하였다.

2.2 응력해석

Fig. 4와 같이 등가응력의 등고선을 살펴보았다. Table 4에 서와 같이 (a) 경우의 최대 및 최소의 등가응력은 각각 0.15744 MPa 및 6.09Pa이고, (b) 경우의 최대 및 최소의 등가응력은 각각 0.13413MPa 및 4.07Pa이다. 또한 (c) 경우의 최대 및 최

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: Pa
Time: 1

1.5744e5 Max
1.3995e5
1.2246e5
1.0496e5
87470
69977
52484
34992
17499
6.092 Min

(a) Two spoke type

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: Pa
Time: 1

1.3413e5 Max
1.1923e5
1.0433e5
89423
74520
59617
44714
29811
14907
4.0707 Min

(b) Three spoke type

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: Pa
Time: 1

1.3257e5 Max
1.1784e5
1.0311e5
88382
73653
58923
44193
29463
14733
3.3632 Min

(c) Four spoke type

Fig. 4 Contour of equivalent stress(Two, three and four spoke types)

소의 등가응력은 각각 0.13257MPa 및 3.36Pa임을 알 수 있다. 따라서 최대 등가 응력은 스포크의 개수가 증가할수록 작아지는 것을 알 수 있었다.

2.3 전변형량

Fig. 5와 같이 전변형량이 스포크의 구성에 따라 다른 것을 확

Fig. 5 Contour of total deformation(Two, three and four spoke types)

Table 5 Maximum and minimum total deformations(Two, three and four spoke types)

Type	Maximum total deformation(mm)	Minimum total deformation(mm)
(a) Two spoke type	0.00155	0
(b) Three spoke type	0.00209	0
(c) Four spoke type	0.00205	0

인할 수 있다. Table 5에서와 같이 (a)의 경우에는 최대 및 최소의 전변형량이 각각 0.00155mm 및 0mm이다. (b)의 경우에는 최대 및 최소의 전변형량이 각각 0.00209mm 및 0mm이다. (c)의 경우에는 최대 및 최소의 전변형량이 각각 0.00205mm 및 0mm이다. 따라서 스포크의 개수에 따라 전변형량을 보면 스포크의 개수가 증가할수록 다소 증가하는 것을 알 수 있으나 3가지 모델, 공히 전변형량은 미소하므로 스포크의 개수에 따른 형상에는 그다지 영향이 없음을 알 수 있다.

2.4 고유진동수

모델의 경계조건은 Fig. 2와 같이 휠의 허브부분을 고정시키고 조향휠에 대하여 스포크의 개수별로 고유진동수 해석을 진행하였다. Fig. 6과 같이 스포크 2개로 구성된 모델에서의 고유진동으로 인한 변형량을 볼 수가 있다. 조향휠 림에서는 2차 진동인 228.56Hz에서 최대 789.07mm가 변형된 것을 알 수 있다. 이 변형량은 변형되지 않은 원래 모델에 비하여 변형된량을 나타낸다.

Fig. 7과 같이 스포크 3개로 구성된 모델에서의 고유진동으로 인한 변형량을 볼 수가 있다. 조향휠의 림에서 1차 진동인 189.42Hz에서 최대 757.88mm가 변형된 것을 알 수 있다.

Fig. 8과 같이 스포크 4개로 구성된 모델에서의 고유진동으로 인한 변형량을 볼 수가 있다. 조향휠의 림에서 1차 진동인 189.12Hz에서 최대 758.17mm가 변형된 것을 알 수 있다. 모델(Modal)해석에 있어 고유진동수에 따른 전변형량은 다음과 같다. Table 6에서와 같이 스포크가 2개인 경우는 2차(228.56 Hz)에서 789.07mm의 최대변형이 발생한다. 스포크가 3개인 경우는 1차(189.42Hz)에서 757.88mm의 최대변형이 발생한다. 스포크가 4개인 경우는 1차(189.12Hz)에서 758.17mm의 최대변형이 발생한다. 따라서 3가지 모델에서 최대 변형이 일어날 수 있는 고유진동수는 180-230Hz 부근사이에 있음을 알 수 있었다. 휠의 크기는 760mm로서 실제적으로 이 정도의 변형이 일어나면 파단이 된다고 볼 수 있습니다. 따라서 대략 180Hz 이상이면 파단이 된다고도 할 수 있다. 그러나 통상적으로 운행하는 자동차에서는 진동수가 아무리 커도 100Hz 이내에 일어나기 때문에 실제 주행에서는 안전에 이상은 없다고 본다.

Table 6 Frequency due to maximum deformation at natural frequency mode(Two, three and four spoke types)

Type	Natural Frequency mode	Frequency (Hz)	Maximum deformation (mm)
(a) Two spoke type	2'nd	228.56	789.07
(b) Three spoke type	1'st	189.42	757.88
(c) Four spoke type	1'st	189.12	758.17

Fig. 6 Directional Deformations of natural frequencies(Two spoke type)

2.5 진동수와 최대변위

모델의 고정 및 하중 조건을 Fig. 2 및 Fig. 3에서와 같이 하여, 2개, 3개 및 4개의 스포크들로 된 3가지의 조향휠들에 대하여

Fig. 7 Directional Deformations of natural frequencies(Three spoke type)

Fig. 8 Directional Deformations of natural frequencies(Four spoke type)

하모닉 진동을 가하여 해석해 보았다. 진동수 범위는 1000Hz까지로 설정하였다. 앞의 모델(Modal) 해석의 결과를 보게 되면 4차 모드 of 고유진동수가 최대 1000Hz 범위 내에 있기 때문에 가진 주파수 영역을 맞춰 공진 주파수를 확인하였다⁽⁷⁾.

Fig. 9와 같이 (a), (b) 및 (c) 모델에 대한 진동수 응답에 대한

(a) Two spoke type(200Hz)

(b) Three spoke type(500Hz)

(c) Four spoke type(500Hz)

Fig. 9 Amplitude displacement on frequency response

진폭 변위 그래프를 보면 최대 진폭 변위들을 확인할 수가 있다. 응답위치는 최대의 위치점을 표시하는 곳으로서 최대의 진폭변위를 나타낸다. (a), (b) 및 (c)의 경우 각각 최대의 진폭 변위에 대한 진동수는 각각 200Hz, 500Hz 및 500Hz에서 발생한다.

Fig. 10과 같이 (a), (b) 및 (c)의 스포크의 개수에 따라서 최대진폭 변위가 일어나는 진동수가 달라지며 이 진동수들에서의 등가응력의 등고선들을 각각 나타내었다.

Table 7에서와 같이 (a)는 스포크가 2개인 경우이며 진동수 200Hz에서 발생하는 최대등가응력은 0.148MPa이며, 최소등가응력은 6.39Pa이다. (b)는 스포크가 3개인 경우이며 진동수

Table 7 Maximum and minimum equivalent stresses at forced vibration(Two, three and four spoke types)

Type	Frequency (Hz)	Maximum equivalent stress(MPa)	Minimum equivalent stress(Pa)
(a) Two Spoke Type	200	0.148	6.39
(b) Three Spoke Type	500	0.658	14.26
(c) Three Spoke Type	500	0.69	5.94

(a) Two spoke type(200Hz)

(b) Three spoke type(500Hz)

(c) Four spoke type(500Hz)

Fig. 10 Contours of equivalent stresses at 200, 500 and 500 Hz (Two, three and four spoke types)

(a) Two spoke type(200Hz)

(b) Three spoke type(500Hz)

(c) Four spoke type(500Hz)

Fig. 11 Contours of total deformations at 200, 500 and 500 Hz (Two, three and four spoke types)

Table 8 Maximum and minimum total deformations at forced vibration(Two, three and four spoke types)

Type	Frequency (Hz)	Maximum total deformation (mm)	Minimum total deformation (mm)
(a) Two Spoke Type	200	0.0018	0
(b) Three Spoke Type	500	0.01225	0
(c) Three Spoke Type	500	0.0121	0

500Hz에서 발생하는 최대 등가응력은 0.658MPa이며, 최소 등가응력은 14.26Pa이다. (c)는 스포크가 4개인 경우이며 진동수 500Hz에서 발생하는 최대 등가응력은 0.69MPa이며, 최소 등가응력은 5.94Pa이다. 스포크가 3개인 경우와 4개인 경우에 있어서는 최대 응력이 일어 날 수 있는 진동수는 500Hz가 되나 스포크가 2개인 경우에 있어서는 진동수가 훨씬 낮은 200Hz에서도 응력이 크게 나타남을 알 수 있었다. 따라서 제작 및 재료비 측면에서 보면 스포크가 3개인 경우가 내구성이나 제작면에서 가장 적당함을 알 수 있었다.

Fig. 11은 (a), (b) 및 (c)의 스포크의 개수에 따라서 최대진폭 변위가 일어나는 진동수가 달라지는데, 역시 이 진동수들에서의 전변형량의 등고선들을 각각 나타내었다. 실제 하중하에서의 3가지 모델 (a), (b) 및 (c) 각각, 최대의 진폭 변위에 대한 진동수는 각각 200Hz, 500Hz 및 500Hz에서 발생한다. Table 8에서와 같이 (a)는 스포크가 2개인 경우이며 진동수 200Hz에서 발생하는 최대 전변형량은 0.0018mm이며, 최소 전변형량은 0mm이다. (b)는 스포크가 3개인 경우이며 진동수 500Hz에서 발생하는 최대 전변형량은 0.01225mm이며, 최소 전변형량은 0mm이다. (c)는 스포크가 4개인 경우이며 진동수 500Hz에서 발생하는 최대 전변형량은 0.0121mm이며, 최소 전변형량은 0mm이다. 3가지 모델을 비교하여 보면 전변형량이 미소하여서 모델의 형상과는 그다지 영향이 없음을 알 수 있었다.

3. 결론

본 연구는 스포크의 개수에 따라 조향휠의 유형이 달라지는데, 구조 및 진동해석을 통하여 이러한 3가지 종류의 조향휠에 대하여 구조안정성을 평가하여 가장 내구성이 뛰어난 조향휠을 알아보려고 하였다. 이 연구 결과는 다음과 같다.

- (1) 최대 등가 응력은 스포크의 개수가 증가할수록 작아지나 최대 전변형량을 보면 스포크의 개수가 증가할수록 다소 증가하는 것을 알 수 있다.
- (2) 3가지 모델에서 최대 변형이 일어 날 수 있는 고유진동수는 180-230Hz 부근사이에 있음을 알 수 있었다.
- (3) 실제 하중하에서의 3가지 모델 각각, 최대의 진폭 변위에 대한 진동수는 각각 200Hz, 500Hz 및 500Hz에서 발생한다.
- (4) 본 연구에서는 스포크가 3개인 경우가 내구성이나 제작면에서 가장 적당함을 알 수 있었다.

References

- (1) Lee, H. Y., Lim, J. Y., and Bom, H. T., 1999, "The finite Element Analysis of Car Seat Frame According to The FMVSS Strength Test," *Transactions of the KSAE*, Vol. 7, No. 6, pp. 241~247.
- (2) Glance, P., 1986, "Computer-aided Engineering of Seal Structures," *SAE Technical Paper 861394*, pp. 5396~5402.
- (3) Lee, Y. H., and Kim, K. H., 1999, "Study on the Design of Steering Wheels for Maximum Protection of Drivers during Crash," *Transactions of the KSAE*, Vol. 7, No. 5, pp. 130~140.
- (4) Shin, H. W., Yoo, H. J., and Lee, K. C., 2001, "Stiffness, Strength and Impact Analysis of Magnesium Alloy Steering Wheel," *2001 Fall Conference Proceeding of KSME*, No. 2, pp. 1261~1266.
- (5) Cho, J. U., and Han, M. S., 2010, "Analysis of Fatigue Damage at Wheel under Variable Load," *Journal of KSMTE*, Vol. 19, No. 6, pp. 753~759.
- (6) Seong, S. H., Lee, J. M., Lee, M. J., Kim, D. K., and Yoon, S. H., 2006, "Pressure Model Test of Container Crane," *Journal of the Wind Engineering Institute of Korea*, Vol. 10, No. 1, pp 109~118.
- (7) Swanson, John., 2009, *ANSYS 12.0*, ANSYS Inc., U.S.A.