

승용차용 알루미늄휠의 구조해석

노병욱(창원대 대학원)*, 배성인(창원대 공대), 김득규(두레금속(주))

ABSTRACT

Linear elastic stress analysis of aluminum wheel was studied using ANSYS and Unigraphics. The load condition of wheel impact test was replaced with static force using energy valance concept. And the results were compared with strain gage test. The test results were good agreement with analysis results.

Key Words : Wheel Impact Test(휠 충격 시험), Finite Element Method(유한요소법), Impact Load(충격 하중), Strain gage(스트레인게이지)

1. 서 론

주조품의 경우 제품의 형상과 크기에 따라 주조시 발생할 수 있는 여러 가지 결함을 내재하고 있으며, 이로 인해 제품에 작용하는 여러 종류의 하중에 대하여 그 취약부가 나타난다. 특히 자동차용 휠은 노면으로부터 각종하중이 전달되는 부품으로 충분한 구조강도가 요구된다. 현재 승용차용 알루미늄 휠에 대한 강도평가는 ISO7141^[2]에서 규정한 충격시험방법에 따라 평가가 이루어지며, 이러한 과정은 제품생산의 마지막 단계에서 이루어지는 실정이다. 따라서 제품생산과 실험적인 강도평가에 앞서 설계상의 강도평가가 필요하며, 이러한 단계에서 CAD와 CAE의 도입 및 활용은 제품의 생산과 강도평가에 있어서 시간과 비용의 절감등 여러 잇점을 주게된다.

따라서 본 연구에서는 CAE를 활용한 휠의 강도평가를 위해 모델링 전문 소프트웨어인 Unigraphics를 이용하여 휠의 형상을 모델링 하였으며, 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS5.3을 이용해서 ISO충격시험에 대한 선형탄성해석을 수행함으로써 충격시의 응력이 집중되는 부분을 예상하고, 그 정도를 파악함으로써 휠의 구조적인 내충격성을 파악하고자 한다. 또한 휠의 선형탄성해석에 필요한 구속조건 및 충격하중조건을 분석하였으며, 해석의 타당성을 검토하기 위해 스트레인게이지를 이용한 측정을 수행하였다.

2. 유한요소모델링

본 연구의 해석대상은 승용차에 사용되는 알루미늄 휠이며, 허브(hub)의 홀(hole)을 통해 차축에 볼트로

체결되며, 차량의 회전력을 타이어에 전달하고, 차량의 하중을 지지하는 역할을 한다. 휠의 재질은 알루미늄 합금인 AC4CH이며, 형상은 Fig. 1과 같다.

휠의 형상모델링은 자유곡면이 많은 휠의 특성 및 모델링에 소요되는 작업시간을 고려하여, CAD-CAM 전문 소프트웨어인 Unigraphics를 이용하였다.

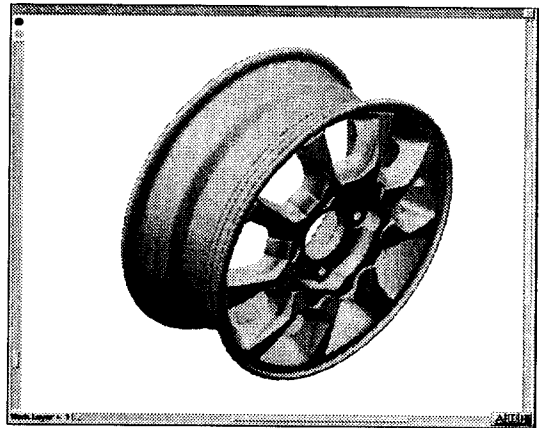


Fig. 1 Aluminum wheel

알루미늄휠의 구조해석에 사용될 유한요소는 Fig.2에 나타낸 바와 같이 x, y, z에 대한 변위와 회전(rotation)을 자유도로 가지는 3차원 4면체 요소인 SOLID72를 사용하였다. 유한요소모델은 전체 13,816개의 절점과 51,311개의 요소로 모델링 하였으며 Fig.3에 유한요소모델을 나타내었다. 계산에 사용된

소재의 물성치를 Table 1.에 나타내었다.

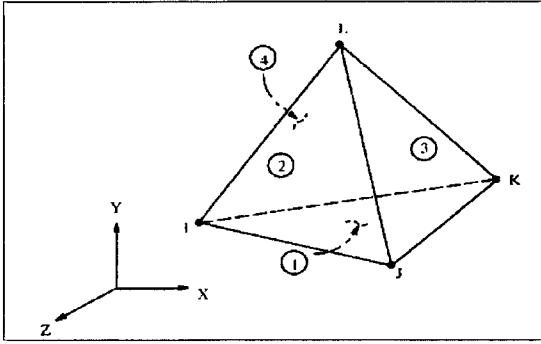


Fig. 2 SOLID72

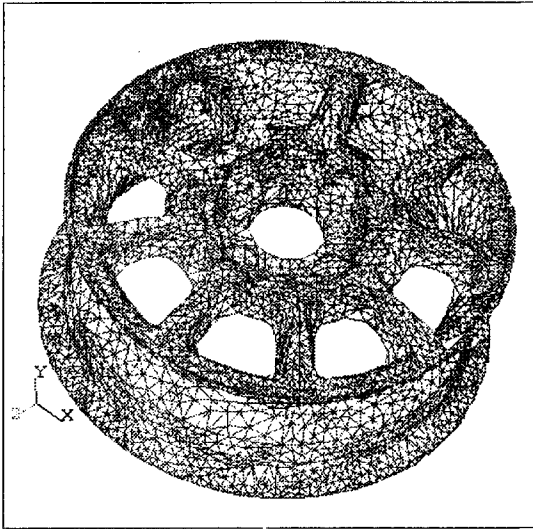


Fig.3 Finite element model of Al wheel

Table 1. Material property of Al wheel

항목 재질	탄성계수 (GPa)	포아송비	인장강도 (MPa)
AC4CH	72	0.3	147이상

3. 하중조건과 구속조건의 설정

휠을 해석하는데 있어 가장 중요하게 고려해야 할 사항은 하중조건의 설정이다. 휠의 구조해석을 위한 하중조건은 충격시험장치를 바탕으로 하였다. 충격하중을 정하중으로 변환하여 하중을 적용시키는 데에는, 휠이 탄성변형 한다는 조건하에 추의 위치에너지가

충격시에 전부 휠의 변형에너지로 바뀐다는 개념을 도입하였다. 충격하중의 계산 및 설정에 앞서 충격시험시 휠의 구속조건을 고려해 볼 때 휠의 중심부를 볼트로 체결하고 스포크 끝단에 위치한 플런지의 가장자리를 타격 하므로 충격시험시의 휠을 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 단성변형하는 외팔보로 가정하였다. 하중조건의 설정 과정은 다음과 같다.

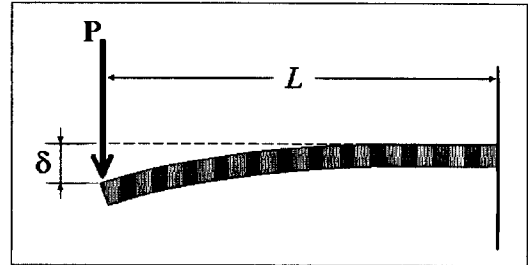


Fig. 4 하중을 받는 외팔보

탄성범위에서 재료가 하중을 받아 변형할 때의 변형에너지는 U는 다음 식(1)로 주어진다.

$$U = \frac{1}{2} P\delta \quad (P = \text{하중}, \delta = \text{변형량}) \quad \text{식(1)}$$

여기서, 이론적인 보의 처짐량은 $\delta = \frac{PL^3}{3EI}$ 이므로, 보의 변형률 에너지는 다음의 식(2)로 나타낼 수 있다.

$$U = \frac{P^2L^3}{6EI} = kP^2 \quad \text{식(2)}$$

여기서 L, E 및 I는 미리 정의될 상수이지만 단면적이 일정한 보와는 달리 휠에서는 관성모멘트 I를 정의 할 수 없으므로 이들 상수들을 묶어 비례상수 k로 가정하였으며, 변형에너지 U는 식(2)에서 나타낸 바와 같이 하중 P의 제곱에 비례한다고 가정하였다.

여기서 비례상수 k는 앞서 정의한 휠의 하중작용점에 단위 하중을 작용시켰을 때의 변형에너지를 구하여 상수 k를 계산한다. 추가 가지는 위치에너지가 변형에너지와 같다고 하고, 추의 질량을 m, 중력가속도를 g, 추의 낙하높이를 h라고 할 때, 다음 식(3)이 성립한다.

$$U = mgh = kP^2 \quad \text{식(3)}$$

식(3)에서 구하고자 하는 정하중 P가 계산되며, 약 25 kN임을 알 수 있었다. 따라서, 하중조건은 충격시 휠에 작용하는 분포하중을 추에 접촉하는 부분을 기준으로 접촉이 끝나는 부분까지 즉, 파손된 범위에 해당하는 절점에 정하중을 cosine함수를 이용하여 적용하였다.

해석을 위한 구속조건의 설정은 ISO충격시험장치를 바탕으로 하여 볼트체결부위의 질점을 모든 방향에 대하여 구속하였고, 시험대와 휠이 접촉하는 면의 질점을 면에 수직한 방향 즉 13도를 이루는 면의 수직한 방향을 구속하였다. Fig. 5에 구속조건과 하중조건을 나타내었다.

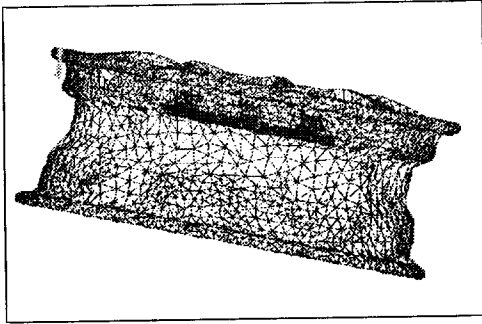


Fig. 5 하중조건과 구속조건

4. 해석결과

휠의 구조해석결과에서 하중위치가 공기주입구쪽일 때 휠에 나타나는 최대주응력은 플런지에서 186 MPa, 스포크에서 127 MPa이며, 하중적용위치가 공기주입구 반대쪽일 때는 플런지에서 245 MPa, 스포크에서 118 MPa로 전반적인 응력 집중부위는 스포크와 플런지의 연결부위에서 재료의 인장강도보다 크게 나타났다. 해석모델과 동일한 휠의 충격시험에서 휠의 파손형태를 고려해볼 때 앞서 설정한 하중조건과 선형탄성 해석에 의한 결과로도 충격시험에 의한 결과와 근접한 경향을 나타낼 수 있다고 판단된다. Fig. 6과 Fig. 7에 최대주응력을 나타내었다.

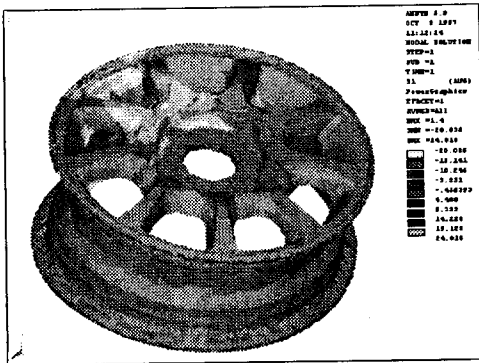


Fig. 6 최대주응력의 분포양상
(하중적용위치: 공기주입구)

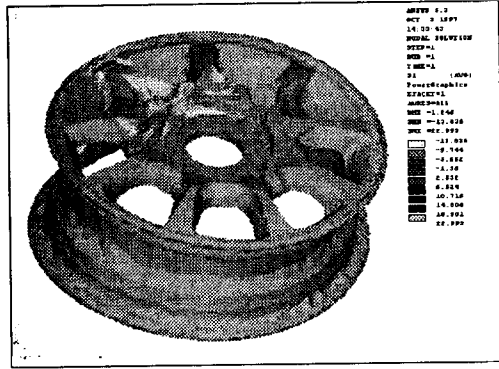


Fig. 7 최대주응력의 분포양상
(하중적용위치: 공기주입구 반대쪽)

5. 응력측정

해석 결과의 타당성검토와 해석시 생략했던 타이어의 경계조건이 해석결과에 미치는 영향을 확인하기 위해 응력측정을 수행하였다. 해석모델과 동일한 3개의 휠에 대하여 5부분에서 변형률을 측정하였다. Fig. 8에 스트레인게이지 부착위치를 나타내었다.

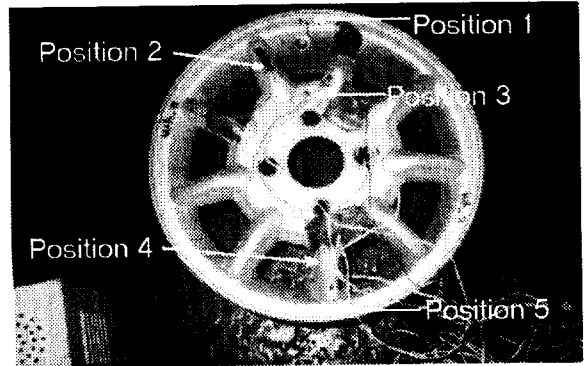


Fig. 8 스트레인 측정위치

휠의 변형률 측정방법은 5.9 kN의 추를 휠에 얹어 놓은 상태에서 측정하였으며 휠 3개를 시험대상으로 하여 2개의 휠은 타이어를 장착한 상태에서 공기주입구가 있는 쪽과 공기주입구 반대편에 하중을 가하여 변형률을 측정하였으며, 1개의 휠은 타이어를 장착하지 않은 상태에서 측정하였다. 변형률 측정결과와 해석결과를 비교하기 위해 변형률 측정실험과 동일한 하중조건을 유한요소에 적용하여 동일한 측정부위에 대하여 타이어를 장착한 상태의 변형률과 타이어를 장착하지 않은 상태에서의 변형률을 Table 2.와 Table 3.에 나타내었고 Fig. 9와 Fig. 10에 그래프로

나타내어 비교하였다.

해석결과와 응력측정결과에서 볼 때 타이어를 장착한 상태의 변형률과 타이어를 장착하지 않은 상태의 변형률은 큰 차이를 나타낸다. 하지만 타이어를 장착하지 않은 휠이 해석조건과 동일하다고 할 때 측정결과는 해석결과에 비교적 근접된 경향을 확인할 수 있으므로 해석결과는 신뢰성이 있음을 확인할 수 있었다. 보다 정확한 결과를 얻기 위해서는 타이어에 대응하는 경계조건의 설정 및 입력데이터의 확보가 요구되지만 설계단계에서 휠 형상에 대한 정보를 얻고자 할 때 본 방법이 유리하다고 사료된다.

Table 2. 해석결과와 측정결과의 비교
(하중적용위치 : 공기주입구)

측정위치	측정결과 ($\mu\epsilon$)		해석결과
	타이어장착	타이어비장착	
Position 1	208	3378	2907
Position 2	136		733
Position 3	-56	-84	-92
Position 4	-53		188
Position 5	82	148	151

(* $\mu\epsilon$: $10^{-6} mm/mm$)

Table 3. 해석결과와 측정결과의 비교
(하중적용위치 : 공기주입구 반대쪽)

측정위치	측정결과 ($\mu\epsilon$)		해석결과
	타이어장착	타이어비장착	
Position 1	22		125
Position 2	-46		89
Position 3	29	31	27
Position 4	238		1612
Position 5	203	2081	2410

(* $\mu\epsilon$: $10^{-6} mm/mm$)

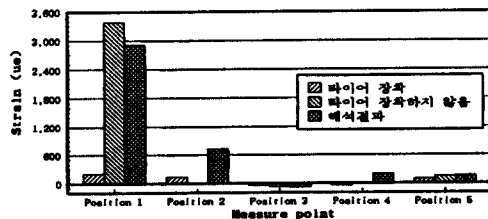


Fig.9 측정결과와 해석결과의 비교
(하중적용위치 : 공기주입구쪽)

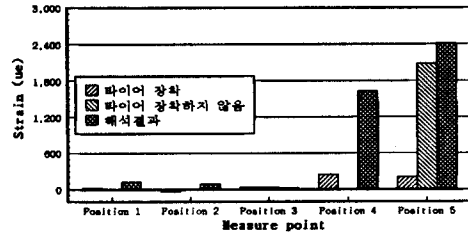


Fig.10 측정결과와 해석결과의 비교
(하중적용위치 : 공기주입구 반대쪽)

6. 결론

알루미늄휠의 유한요소해석과 응력측정을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 승용차용 알루미늄휠의 형상에 따른 응력분포를 파악함으로써 형상설계에 활용할 수 있는 참고자료를 확보할 수 있었다.
- 2) ISO7141규격에 의한 충격시험시의 구조해석을 위해 충격하중을 정적하중으로 바꾸어 해석하는 방법과 절차를 제시하였다.
- 3) 타이어를 장착하지 않은 휠에 대해서 구조해석한 결과와 스트레인게이지를 이용한 응력측정결과는 비교적 잘 일치되었다. 휠이 장착된 경우의 정적 하중조건에 대한 측정결과는 휠이 장착되지 않은 경우와 많은 차이를 나타내었다.

참고문헌

- [1] ANSYS, Engineering Analysis System User's Manual Vol. I and III, Swanson Analysis System, Inc.,USA, 1995.
- [2] ISO 7141, "Road vehicles-wheels-Impact test procedure"2.
- [3] M. Riesner, M.P. Zebrowski, and R. J. Gavalier, 1986, "Computer Simulation of Wheel Impact Test", SAE 860829