

궤도차량의 차체구조해석

A Structural Analysis of the Tracked Vehicle

이 영 신* 최 창** 전 병 희*** 오 재 문***
Lee, Young-Shin Choi, Chang Jun, Byoung-Hee Oh, Jae-Moon

요 지

본 연구에서는 ANSYS와 ABAQUS 상용 유한요소 코드를 이용하여 궤도차량의 정적·동적 해석을 충격하중과 주행하중에 대해서 수행하였다. 궤도차량이 충격하중을 받을 때 최대 동적 Von Mises 응력은 상판의 빔보강재와 레이스링사이에서 발생하였으며 응력수준은 390~450MPa이다. 정하중에 대한 동하중수 1.6을 고려했을 경우 동적 해석과 동적하중계수가 포함된 정하중 해석은 유사한 결과를 보이고 있다. 과도응력은 주로 레이스링 주위에서 발생하고 있다. 주행하중의 경우 최대응력은 로드휠 유기압 현가 장치 #1번에서 450MPa 정도이며, 정적해석과 비선형 해석의 결과가 유사하다.

Abstract

In this study, static and dynamic transient analysis of tracked vehicle structure with recoil impact load is performed for transient impact and traveling load using ANSYS and ABAQUS FEM codes. When transient impact loads are applied at tracked vehicle, the maximum dynamic Von Mises stress occurs between beam stiffener of upper plate and race ring and stress level is about 390-450 MPa. The results of transient analysis shows similar level and tendency with static stress with dynamic force effect of 1.6. The excessive stresses occur around the race ring for the both cases. When the traveling loads are applied on the tracked vehicle, the maximum Tresca stress occurs around suspension #1 and is about 450 MPa and results of static and nonlinear transient analysis are quite similar.

Keywords : recoil force, traveling load, equivalent spring constant, free vibration, static stress analysis, dynamic stress analysis

1. 서 론

궤도차량에서 정하중에 의한 반응을 예측하는 데 별 어려움이 없고, 많은 경우 구조물의 파손

에 직접적인 원인이 되지 못한다. 그러나, 차량이 불규칙한 지형을 주행하거나 차량의 기능 수행 중 발생하는 동하중은 구조물의 안정성에 큰 영향을 미친다.

* 충남대학교 기계설계공학과, 교수
** 국방과학연구소
*** 충남대학교 기계설계공학과 대학원

• 이 논문에 대한 토론회를 1997년 12월 31일까지 본 학회에 보내주시면 1998년 3월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

궤도차량에는 50ton이상의 충격하중인 주퇴력(recoil force)이 0.1초내에 작용하게 되며, 대개 포탑과 차체 연결부위, 차량 주행시 차체 현수장치 부착위치 및 차체 바닥판에 과도한 응력이 발생하기 때문에 구조물의 안정성에 큰 영향을 미친다¹⁻³⁾. 미국에서 수행된 궤도차량 해석에서도 유사한 결과가 발표되었다^{4,5)}. 따라서 차체 상판과 바닥판의 강성을 증대시키기 위한 보강이 필수적이라 할 수 있다. 과도한 충격하중이 짧은 시간에 차체에 작용하기 때문에 구조물의 안전도와 주행성능 향상을 위한 경량화 설계를 고려해야 한다.

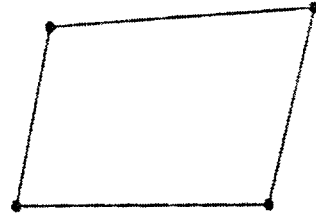
본 연구에서는 주퇴력이 차체 상부구조물에 작용할 때 궤도차량의 상부구조물과 하부구조물에 대한 응력해석을 상용유한요소 코드인 ANSYS, ABAQUS를 사용하여 수행하였다^{6,7)}.

2. 구조응력해석

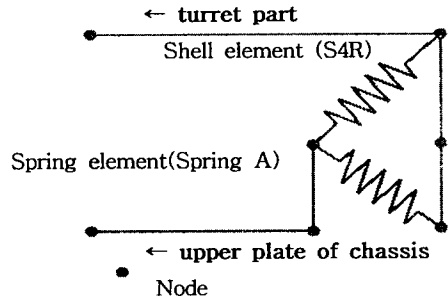
2.1 모델링 및 유한요소

본 연구에서는 주퇴력을 받는 궤도차량의 응력해석을 위하여 상용유한요소 코드인 ABAQUS와 ANSYS를 병행 사용하였다. ABAQUS는 전처리 기능이 효과적으로 구성되어 있지 않기 때문에 전처리 기능이 우수한 ANSYS를 사용하여 ABAQUS 해석을 위한 유한요소 모델링을 수행하였다.

ABAQUS 해석시 사용되는 요소는 모든 판을 표현하기 위하여 4절점 쉘요소인 S4R(Fig.1(a))을 사용하였다. 레이스링은 포탑과 차체상판이 연결되는 부위로서 사격시 모든 사격하중이 차체 상판에 전달되는 하중경로가 되므로, 이 부위를 효과적으로 표현하기 위해 스프링요소를 사용하였다. 스프링요소는 작용하는 주퇴력에 대해서 등가스프링상수를 계산하여 사용하였다(Fig.1(b)). 차체의 보강빔을 표현하기 위해 빔요소인 B31요소를 사용하였으며, 엔진 및 포탑, 포신의 질량(mass)을 나타내기 위해 질량요소(mass element)를 사용하였다. 이를 위해 ANSYS에서는 3차원 쉘요소(3-D quadrilateral shell ele-

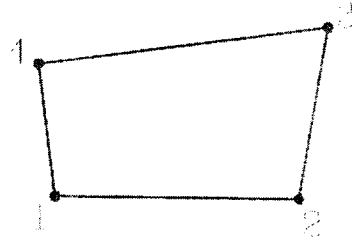


(a) The 4-node shell element on ABAQUS



(b) Modeling of race ring

4-Node quadrilateral shell



SIF63 4 nodes 3-D space
 DOF : Ux, Uy, Uz, ROTx, ROTy, ROTz
 Features : (R, S) General thin shell or plate analysis
 Membrane-only, bending-only, or both.
 Sandwich shells

(c) The 4-node quadrilateral element on ANSYS

3-D Elastic beam



STIF 4 2nodes 3-D space
 DOF : Ux, Uy, Uz, ROTx, ROTy, ROTz
 Features : (R, S)

(d) The 3-D elastic beam element

Fig. 1 The element on ABAQUS and ANSYS

ment : STIF63) 및 3차원 빔요소(3-D beam element : STIF4)를 사용하였으며 요소 형상은 Fig.1(c), (d)와 같다.

2.2 레이스링 등가 스프링 상수

주퇴력은 포탑의 브라켓으로 직접 전해져 레이스링을 통해 상판에 직접적으로 전달된다. 따라서 하중전달의 중간매체인 연결부위를 스프링요소로 모델링하고, 주퇴력에 대해서 궤도차량이 충격하중을 받으면 충격력은 레이스링의 후반부에 작용하며 z방향으로는 x축에 대해서 대칭으로 작용하므로 x방향과 z방향의 스프링상수만을 고려하였다. 하중고각이 0°인 경우, 사격하중에 대해 x방향력 Fx는 주로 레이스링의 후반부에 동시에 작용한다. 레이스링의 후반부의 x방향의 등가 스프링상수를 결정하기 위해 다음과 같은 방법을 도입하였다. Fig.2(a)는 x방향의 등가 스프링 상수를 도식한 것이다. 반원 ACB에는 총 29개의 절점(node)이 있고, 원호 AC, CB는 x축에 대해서 대칭이므로 원호 AC절점만을 고려하였다. 여기서 AC절점 수는 15개다. 작용하는 주퇴력은 5 × 10⁵ N(50ton ; F_x = 5 × 10⁵ Cos[0°], F_y = 5 × 10⁵ Sin[0°])로 x방향으로만 작용한다. x방향의 최대변위를 10mm로 제한하여 등가 스프링 상수를 구하였다. n번째 절점의 x방향 스프링 상수는 식(1)과 같다.

$$K_x = K_{eq} \cos(n\theta) \tag{1}$$

90° 사이에 15개의 절점이 있으므로 두 절점사이의 각도는 6.429°이다. 각 절점의 x방향 스프링상수가 병렬로 연결되어 있으므로 전체 스프링 상수는 식(2)의 좌변과 같으며, x방향의 주퇴하중과 제한변위로부터 식(2)의 우변과 같이 표시된다.

$$2 \times \left[\sum_{n=0}^{14} K_{eq} \cos(n\theta) \right] = \frac{5 \times 10^5}{0.01} [N/m] \tag{2}$$

하중고각이 0°와 70°인 경우에 대해서 각 절점(n=0~14)에 대해서 계산된 스프링상수 값은 Table 1에 제시되었다. 하중고각이 70°인 경우

사격하중에 대해 y방향력 Fy는 레이스링의 전반부에 작용하고, x방향력 Fx는 레이스링의 후반부에 작용한다. 각각의 Fx, Fy는 각각 1.71 × 10⁵ N(F_x = 5 × 10⁵ Cos[70°])이고, 4.7 × 10⁵ N(F_y = 5 × 10⁵ Sin[70°])이다.

각 방향에 작용하는 하중에 대해 x, y방향의 최대 절점변위를 10mm로 제한하여 식(1), (2)을 이용하여 등가 스프링상수를 결정하였다.

2.3 해석모델

Fig. 3은 ABAQUS 에서의 전체 모델형상이다. 전체구조물의 절점은 2823 개이고, 요소수는 3125 개이며, 전체자유도(DOF)는 14679이다. Fig. 4는 ABAQUS전체모델에서 것으로 각각 포탑(turret), 레이스링, 차체의 옆판 및 밑판, 빔보강재를 부위별로 나타내고 있다.

2.4 하중조건 및 경계조건

응력해석을 위한 입력하중은 Fig. 5에 제시된 단주퇴력을 사용하였다. 입력하중은 실제 사격시 포신과 포탑을 연결하는 브라켓에서 측정된 사격하중으로 이와 동일한 위치에 입력하중을 가하여

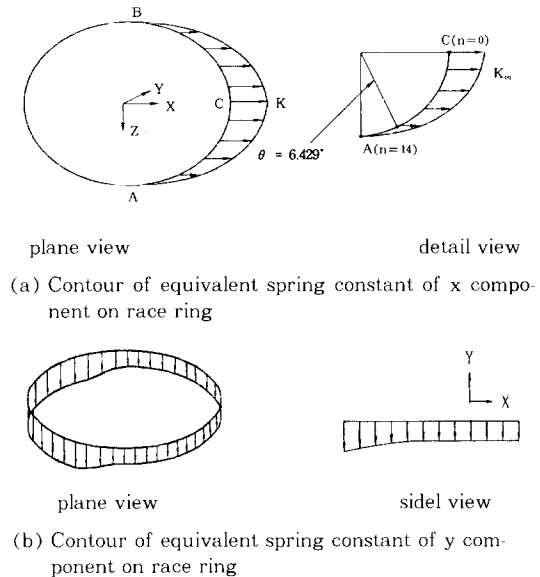
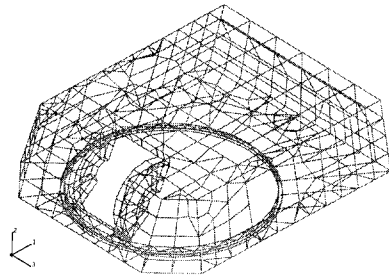


Fig. 2 Contour of equivalent spring constant of x, y component on race ring

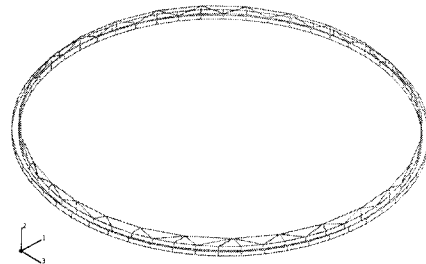
Table 1 x, y component of equivalent spring constants at each position

Unit : N/m

Position	0°		70°
	x Component (Rear)	y Component (Front)	x Component (Rear)
n=0($\theta=90$)	5.95×10^4	5.59×10^4	2.03×10^4
n=1($\theta=83.577$)	5.91×10^4	5.56×10^4	2.02×10^4
n=2($\theta=77.148$)	5.80×10^4	5.45×10^4	1.98×10^4
n=3($\theta=70.719$)	5.62×10^4	5.28×10^4	1.92×10^4
n=4($\theta=64.29$)	5.36×10^4	5.04×10^4	1.83×10^4
n=5($\theta=57.861$)	5.04×10^4	4.74×10^4	1.72×10^4
n=6($\theta=51.432$)	4.65×10^4	4.37×10^4	1.59×10^4
n=7($\theta=45.003$)	4.21×10^4	3.95×10^4	1.44×10^4
n=8($\theta=38.574$)	3.71×10^4	3.48×10^4	1.27×10^4
n=9($\theta=32.145$)	3.17×10^4	2.97×10^4	1.08×10^4
n=10($\theta=25.716$)	2.58×10^4	2.43×10^4	8.81×10^3
n=11($\theta=19.287$)	1.96×10^4	1.85×10^4	6.70×10^3
n=12($\theta=12.992$)	1.32×10^4	1.24×10^4	4.51×10^3
n=13($\theta=6.429$)	6.66×10^3	6.26×10^3	2.28×10^3
n=14($\theta=0$)	0	0	0



(a) Bracket and turret model on ABAQUS code



(b) Race ring on ABAQUS code

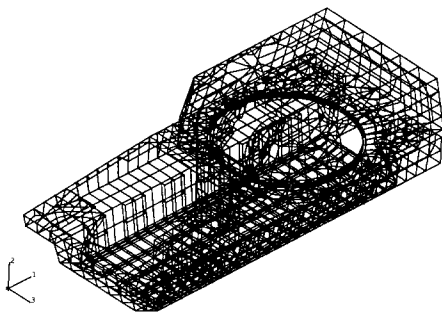
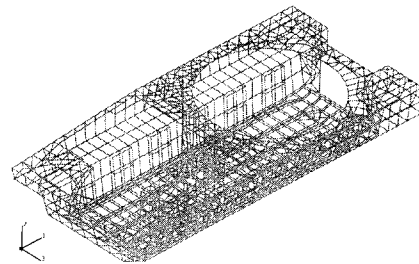
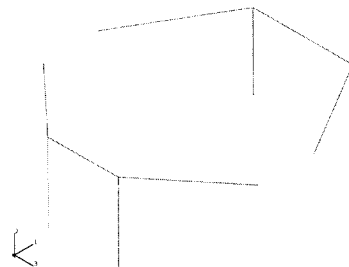


Fig. 3 Full model on ABAQUS code

해석하였다. 보통 발사각이 저각($0^\circ \sim 45^\circ$)인 경우에는 장주퇴력(long recoil force)을 사용하고, 발사각이 고각($45^\circ \sim 70^\circ$)인 경우에는 단주퇴력(short recoil force)을 사용한다. 본 연구에서 저각의 장주퇴력에 대한 차체응력은 과도하지 않으므로 발사각이 70° 인 단주퇴력에 대해 구조해석을 수행하였다. 해석은 정하중, 동적효과가 포함된 정하중, 그리고 동하중에 대해 수행하였으



(c) Side, bottom and interior plate model of chassis on ABAQUS code



(d) Beam stiffener model of chassis on ABAQUS code

Fig. 4 Partial model on ABAQUS code

며, 주행하중해석은 정하중과 동적하중에 대해 구조해석을 수행하였다. 각 경우에 시간 적분은 충분한 수렴성을 고려하여 150step 내외로 하였다. 궤도차량의 사격시 로드휠의 유기압 현수장치 부위가 고정되므로, 각 로드휠 유기압 현수장치와 지면 사이를 스프링으로 연결하고, 스프링 끝단의 x, y, z의 변위를 구속하였다. 여기서 사용된 로드휠 유기압 현수장치 스프링 요소의 강성은 정적인 상태에서 현수장치의 수직변위가 0.1m인 스프링 값($k=5.7 \times 10^7$)을 사용하였다.

사용된 차체주요부품 재질의 종류 및 물성값은 각각 Table 2, 3에 제시되었다. 포탑과 새시의 상판, 측판, 중간판은 RHA이고, 새시의 바닥상판과 중간보강재는 steel로 제작되었으며, 레이스링은 AI재질이다.

2.5 주퇴력에 의한 구조해석

2.5.1 자유진동해석

구조물의 동하중 해석을 위해서는 구조물의 고유진동수를 파악하는 것이 필수적으로 요구되기 때문에, 본 연구대상인 궤도차량에 대한 모달해석(modal analysis)을 수행하였다. 좌표계의 중심(0,0,0)은 포탑(turret)의 중앙부에 위치하며, 이 구조물의 도심은 $x=-0.9642m$, $y=-0.2757m$, $z=0.02298m$ 이다. 또한 2차 모멘트는 $I_x=2.773 \times 10^4 m^4$, $I_y=9.378 \times 10^4 m^4$, $I_z=8.989 \times 10^4 m^4$ 이고 전체 중량은 34.6ton이다.

포탑(turret)과 차체를 연결시켜주는 레이스링 부위를 스프링으로 모델링하였기 때문에 구조물

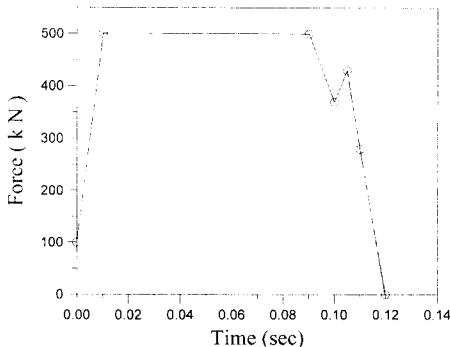


Fig. 5 Mathematical model of recoil impact force

Table 2 Material and thickness of main components of whole body

Componet	Material	Thickness
Bracket A	RHA*	16 mm
Bracket B	RHA	19 mm
Bracket C	RHA	20 mm
Reac Ring	AL	45 mm
Upper Plate of Chassis	RHA	19 mm
Side Plate of Chassis(upper)	RHA	16 mm
Side Plate of Chassis(down)	RHA	13.5 mm
Interior Plate of Chassis	RHA	9.5 mm
Bottom A	RHA	8 mm
Bottom B	STEEL	4 mm
Bottom C	STEEL	6 mm
Bottom Stiffener	STEEL	5 mm
Middle Stiffener(middle)	STEEL	6 mm
Middle Stiffener(front)	RHA	10 mm

Table 3 Mechanical properties of Al, steel and RHA

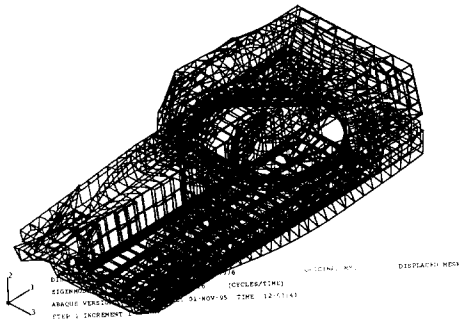
Property	AL	STEEL	RHA
Young's Modulus (E) (GPa)	71	205	205
Poisson's Ratio	0.33	0.3	0.27
Yield Strength (GPa)	460	850	900
Density (kg/m ³)	2657	7840	7840

의 모달해석시 포탑이 요동하는 모드가 발생한다. 실제 레이스링의 구조가 강성이 크기 때문에 실제 차체에서는 포탑이 요동하는 모드가 생기지 않으므로, 요동하는 모드를 뺀 첫번째 모드를 제시하였다.

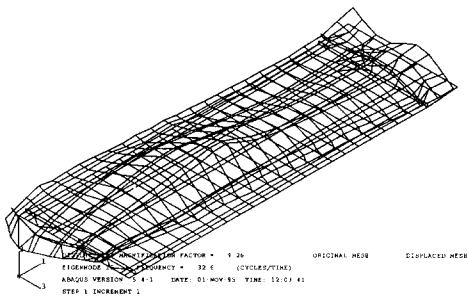
Fig. 6(a)는 전체 구조물의 1차 모드형상이며 1차 고유진동수는 32.6Hz이다. Fig. 6(b)은 바닥판의 모드형상을 나타낸 것이다. 길이방향으로 굽힘모드가 발생하였고, 횡방향으로는 약간의 비틀림 모드가 발생하였다.

2.5.2 정적응력해석

먼저 주퇴력의 최대값을 가지고 정적응력해석을 수행하였다. 본 연구의 각종 응력해석결과 그



(a) whole body



(b) bottom plate

Fig. 6 1st mode shape of whole body and bottom plate

림에서 하중위치 표시는 하중방향/하중고각으로 정의하였다. Fig. 7은 0°/70°에서 주퇴력의 최대값인 5×10⁵N의 하중이 정적으로 브라켓에 가해질 때, 새시(Chassis)부분의 Von Mises 응력선도를 나타내고 있다. 최대응력값은 289MPa로 새시의 전반부인 레이스링과 상판의 전방 빔보강재 사이에서 발생하였다. 레이스링의 최대 응력값은 195MPa로 레이스링의 전반부에서 발생되었고, 빔보강재의 최대 응력값은 상판의 전방 빔보강재에서 146MPa의 응력이 발생하였다.

45°/70°일 때 정적해석에 의한 새시 구조물의 최대응력은 레이스링과 상판 보강빔 사이에서 발생하였으며, 그 크기는 269MPa이다. 레이스링 부위의 최대응력은 레이스링의 전방부위에서 219MPa로 나타났다. 빔보강재의 최대응력은 상판 전방 빔보강재와 상판 보강빔의 +z 방향에 발생하였고, 그 크기는 227MPa이다. 90°

Stress level(MPa)	Symbol
289~267	1
267~244	2
244~222	3
222~200	4
200~178	5
178 이하	6

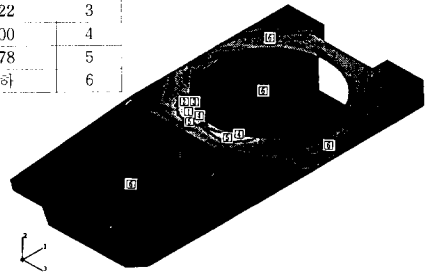


Fig. 7 Von Mises stress contour of chassis by static load analysis at (00/70) position

/70°일 때 정적해석에 의해 구한 새시 구조물의 최대응력은 하중방향 90°에서 +x방향으로 치우친 부위에서 발생하였고, 그 크기는 257MPa이다. 레이스링의 최대응력은 117MPa로 하중방향과 동일한 위치에서 발생하였다. 빔보강재의 최대응력은 90°방향의 상판 빔보강재에서 발생하였으며, 그 크기는 204MPa이다. 180°/70°일 때 정적해석에 의해 구한 새시 구조물의 최대응력은 하중방향 180°인 상판의 후방 빔보강재 부위에서 발생하였으며, 그 크기는 253MPa이다. 레이스링의 최대응력은 130MPa로 x축을 기준으로 대칭인 응력선도를 나타내고 있다. 빔보강재의 최대응력은 새시의 후방 기동보강재의 상부에서 발생하였으며 그 크기는 196MPa이다.

동적하중을 받는 구조물을 정적으로 응력해석을 수행할 경우에는 동적특성을 고려한 여유 즉 동하중계수를 채용하게 된다 따라서 Fig. 8은 주퇴력의 최대값인 5×10⁵N에 동하중계수 1.6를 고려하여 8×10⁵N의 하중이 정적으로 브라켓에 작용할 때, 새시의 Von Mises 응력선도이고, 새시의 최대응력값은 462MPa으로 상판에서 발생하였고, 동하중계수를 고려하지 않은 경우보다 37% 정도 응력이 증가하였다. 응력선도는 동하중계수를 고려하지 않은 경우와 유사하게 상판 전방 빔보강재와 레이스링 사이에서 최대 응력이 발생하였다. 레이스링의 경우, 응력값이 312MPa로 약 37.5% 정도 증가하였고, 빔보강재의 경우, 234MPa로 약 37.6% 정도의 응력이 증가하였다. 새시의 응력선

도에서와 마찬가지로 레이스링과 빔보강재에서도 동하중계수를 고려하지 않은 경우와 유사한 응력선도를 보이고 있다.

현재 해석은 선형구조해석이므로 동하중계수 1.6을 사용할 때의 응력값은 정하중값의(선형비례값) 1.6배가 됨을 알 수 있다.

2. 5. 3 동적응력해석

동적하중 해석을 위해서는 시간적분을 포함한 동적해석과정을 요구한다. 시간적분시 시간증분 ΔT 는, 1차 고유진동주기가 $\tau=1/32.6 \approx 0.03067\text{sec}$ 이므로 $\tau/20 \sim \tau/100$ 범위인 1.5~3msec 사이 값인 $\Delta T = 1 \sim 3\text{msec}$ 정도로 취하였다. 이들 시간증분값은 해의 수렴정도와 정밀도에 직접적인 영향을 갖고 있으므로, 실제해석을 통하여 충분한 수렴성을 검토하였다. 한편 구조감쇠값은 0(nodamping) ~ -0.33(maximum damping)사이의 값을 취할 수 있는데 본 해석에서는 일반적으로 사용되는 -0.05를 취하였다.

본 해석에서는 동적해석을 수행하여 각 경우에 있어서 최대 응력치가 발생하는 시간에서의 응력거동을 제시하였다. 해석시간은 0.2~0.3sec까지 수행하였으며, 이 시간은 충격하중 작용시간 0.12sec이후의 구조물의 응답까지 파악하기 위한 값으로 고려되었다.

Fig. 8은 0°/70°일때의 동적하중 해석에 의한 포탑과 연결되는 상부 레이스링 전방 중앙 절점의 변위-시간응답선도이다. 그림에서 원형, 사각형, 삼각형 심볼(symbol)은 각각, x, y, z방향의 변위를 나타내고 있다. y방향의 최대변위는 13mm이고, x방향의 변위는 4mm이며, z방향으로는 거의 변위가 없었다. Fig. 9은 0°/70°일 때의 동적하중 해석에 의한 새시 구조물의 Von Mises응력 선도이며, 최대응력이 발생하는 시간은 T=0.0476sec일 때이다. 최대응력은 레이스링과 전방 상판 빔보강재 사이에서 발생하였고, 그 크기는 443MPa이다. 이러한 응력발생은 충격하중의 직접적인 전달 영향으로 고려된다. 나머지 부위의 응력은 70~200MPa로 전방 상판 빔보강재 부위에서 발생하였다. 응력의 최대치는 변위의 변곡위치 부근에서 발생한다고 예상된다. 레이스링의 최대 응력

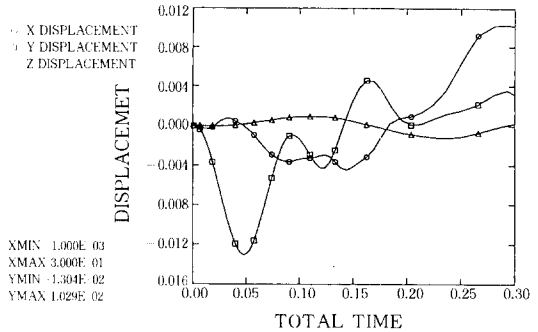


Fig. 8 Displacement response of upper race ring by impact load analysis at (00/70) position

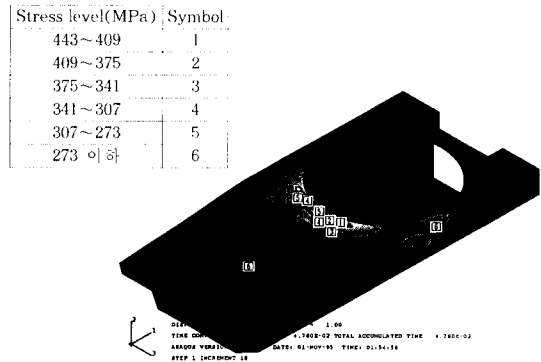


Fig. 9 Von Mises stress contour of chassis by impact load analysis at (00/70) position T=0.0476 sec

은 230MPa로 레이스링 전방부위에서 나타났으며, x축을 중심으로 대칭적으로 응력이 발생하였다. 빔보강재의 최대응력은 전방빔보강재에서 340MPa의 최대응력이 발생하였다.

45°/70°해석에서 상부레이스링의 y방향 최대 변위는 24mm이며 하중방향이 0°일 때의 충격하중시 최대변위가 발생하는 시간보다 약간 늦은 54msec일 때 발생하였고, 이때 x, z방향의 변위는 10mm이내로 발생하였다. 새시 구조물의 최대응력은 0°/70°충격하중시 새시구조물의 최대응력 분포지역과 유사하게 레이스링과 전방 빔보강재 사이에서 412MPa이 발생하였다. 이때의 발생시간은 변위선도에서 y방향의 최대변위가 발생하는 변곡위치에서 발생하였으며 그때의 시간 T = 54msec이다. 레이스링의 최대응력은 레이스

링의 전방부위에서 281MPa이 발생하였고, 0°/70°충격하중시 레이스링의 응력이 x축에 대해서 대칭인데 비해서 45°/70°인 경우는 레이스링 전방 부위에서 +z 방향으로 치우치는 응력을 보이고 있다. 빔보강재의 최대응력은 373MPa로 새시의 최대응력 분포지역과 유사한 전방 빔보강재에서 발생하였다. 90°/70°해석에서는 상부레이스링의 y방향 최대변위는 시간 T=65msec일 때 발생하였으며, 그 크기는 24mm이다, 나머지 x, z 방향으로로는 5mm이내의 변위를 나타내고 있다. 이때의 새시 구조물의 최대응력은 레이스링과 상관 빔보강재의 측면부위에서 발생하였으며, 그 크기는 390MPa이다. 레이스링의 최대응력은 하중방향과 일치하는 90°방향에서 최대응력이 발생하였으며, 그 크기는 207MPa이다. 최대응력은 새시의 최대응력 분포지역과 유사한 레이스링과 상관 보강재의 측면부위에서 발생하였고, 그 크기는 316MPa이다. 180°/70°해석에서는 상부 레이스링의 y방향 최대변위는 28mm이며, 응답시간은 T = 81msec이다. x방향의 변위는 10mm이내이며, z방향의 변위는 거의 발생하지 않는다. 이 경우의 새시 구조물의 최대응력은 상판의 후방 빔보강재 부위에서 발생하였으며, 그 크기는 390MPa이다. 응력분포가 x축에 대해서 대칭으로 분포되었다. 이 경우의 레이스링과 빔보강재의 최대응력은 각각 209MPa, 238MPa이다. 레이스링의 경우, 최대응력 분포가 레이스링의 후반부에서 발생하였으며, 새시의 경우와 마찬가지로 x축에 대해서 대칭인 응력분포를 나타내고 있다. 빔보강재의 경우, 빔보강재의 후반부에서 최대응력이 발생하였다.

응력결과를 볼 때 방위각에 따라 돌아가며 레이스링 주위에 과도한 응력이 발생하며 하중고각이 70°이므로 변위는 차체 수직방향 y변위가 과도한 것이 구조해석으로 입증되었다. 또한 정적하중에 동하중계수 1.6를 곱하여 얻은 하중으로 구조해석을 한 결과와 유사한 응력분포가 발생하였다.

2.6 주행하중에 의한 구조응력해석

본 절에서는 신형 궤도차량의 주행하중 해석을 수행하였다. 주행하중의 입력 데이터는 차체가

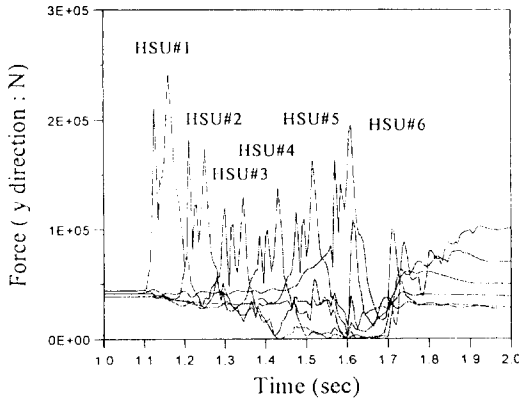
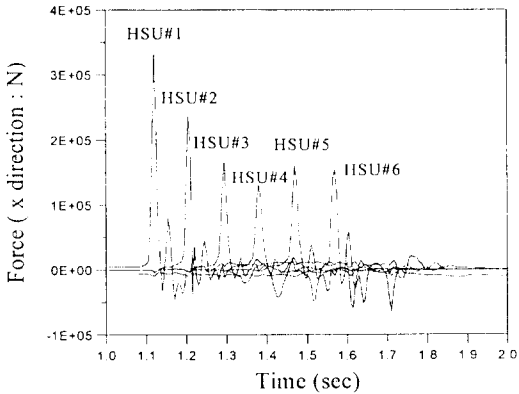
40km/h의 속도로 주행하여 12"범퍼를 통과할 때, 각 로드휠 유기압 현수장치가 받는 힘들을 동력학 패키지 ADAMS를 이용하여 얻은 결과들을 사용하였다. Fig. 10(a)는 ADAMS로 해석하여 얻은 주행하중 시간이력 Fx와 Fy에 대한 그림이며, Fig.10(b)은 모멘트(Mz) 시간이력을 나타내고 있다.

주행하중 해석에서 고려된 경계조건으로, 새시의 상판과 레이스링 연결부위의 x, y, z방향의 변위를 구속하였다. 하중조건은 Fig. 10의 힘과 모멘트의 값을 이용하였다. 먼저 주행하중에 대한 동적해석을 수행하기 전에 Fig. 10의 각 로드휠 유기압 현수장치가 받는 최대힘과 최대모멘트를 기준으로 정적해석을 수행하였다. Table 4는 정적 주행해석에서 고려한 하중조건을 나타내고 있다. Table 4에서 HSU는 유기압 현수장치를 의미하고 뒤에 붙는 숫자는 차체의 앞부분에서 차례로 정한 것이다.

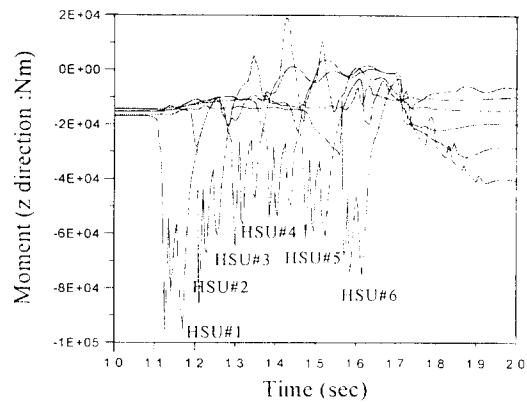
Fig. 11은 각 로드휠 유기압 현수장치에 최대 힘과 최대모멘트가 동시에 작용하는 것으로 고려하여 정적해석을 수행하였을 때의 측면판의 Von Mises 응력선도이다. 이 경우의 최대응력값은 로드휠 유기압 현수장치(HSU) #1번에서 최대응력이 발생하였으며, 그 크기는 433MPa이다.

주행하중의 동적 응력해석에서 차체가 12"범퍼를 통과할 때 소요되는 총시간은 2sec이다. 이 시간동안에 각 로드휠 현수장치가 받는 힘들은 현수장치 #1번에서 #6번까지 순차적으로 받는다.

우선 로드휠 현수장치의 #1번과 #2번에 대해서 동적 주행하중 해석을 수행하였다. 로드휠 현수장치의 #1번과 #2번에 동적 주행하중이 작용할 때, 최대응력은 유기압 현수장치 #1번에서 발생하였고, 그 크기는 459MPa이다. 여기서 유기압 현수장치 #1번과 유기압 현수장치 #2번을 동시에 고려하였지만, 유기압 현수장치 #1번의 응력이 유기압 현수장치 #2번의 응력보다 크기 때문에 최대응력은 유기압 현수장치 #1번에서 발생하였다. 그러므로 각각의 로드휠 현수장치에 발생하는 응력을 해석하기 위해 로드휠 현수장치의 동적 주행하중 해석을 수행하였다.



(a)



(b)

Fig. 10 Force and moment history of dynamic traveling load

Table 4 The static and dynamic traveling load condition of tracked vehicle

	Static and dynamic load			Time(sec)
	F _x (kN)	F _y (kN)	M _z (kN/m)	
*HSU # 1	338	242	86.7	1.~ 1.3
HSU # 2	239	184	89.1	1.145~ 1.345
HSU # 3	167	121	65.3	1.245~ 1.395
HSU # 4	131	94.7	54.2	1.325~ 1.525
HSU # 5	160	118	64	1.425~ 1.625
HSU # 6	154	164	68.6	1.545~ 1.645

*HUS : 유기압 현수장치

Stress level(MPa)	Symbol
443~400	1
400~367	2
367~334	3
334~301	4
301~268	5
268 이하	6



Fig. 11 Von Mises stress contour of side plate by static traveling load

유기압 현수장치의 #1번에 동적 주행하중이 작용할 때 측면판의 최대응력은 유기압 현수장치 #1번과 #2번을 동시에 고려한 경우와 유사한 456MPa이 발생하였다. 유기압 현수장치 #2번에 동적 주행하중이 작용하였을 때의 측면판의 최대응력은 #2번 유기압 현수장치 블럭과 바닥 상판이 연결되는 부위에서 157MPa의 응력이 발생하였다. 현수장치 #1번에 동적 주행하중이 작용할 경우의 해석에서는 현수장치 부착위치에서 발생하였지만, 현수장치 #2번에만 동적 주행하중 해석을 수행하였을 때는 현수장치 부착위치보다는 바닥상판에서 최대응력이 발생하였다. 유기압 현수장치 #3번에 동적 주행하중이 작용할

때 측면판의 유기압 현수장치 블럭이나 현수장치 부착위치에서 최대응력이 발생하지 않았고, 연료탱크와 승무원실을 분리하는 중간판과 바닥판의 연결부위에서 최대응력이 발생하였다. 크기는 121MPa이다.

유기압 현수장치 #4번에 동적주행하중이 작용할 때 측면판의 최대응력은 151MPa로 유기압 현수장치 블럭의 상부에서 발생하였다. 유기압 현수장치 #5번과 #6번에 동적 주행하중이 작용할 때 측면판의 최대응력은 각각 81.2MPa, 141MPa이다. 최대응력이 발생한 부위는 유기압 현수장치 #5번인 경우에는, 유기압 현수장치 블럭의 상부에서 발생하였고, 유기압 현수장치 #6번인 경우에는 측면판과 차체의 후판의 하부에서 발생하였다.

유기압 현수장치 #6번에 유기압 현수장치 #1번의 동적 주행하중값을 적용하여 해석한 측면판의 최대응력은 측면판과 차체 후판과 연결되는 하부에서 발생하였으며, 그 크기는 173MPa이다.

Fig. 12는 새시의 바닥하판, 바닥상판, 채널, 측면판에 대한 정적해석과 동적해석을 비교한 그림들이다. 바닥하판인 경우, 유기압 현수장치 #1, 2, 6번에서 큰 응력들이 발생하였고, 바닥상판인 경우, 유기압 현수장치 #3, 6번에서 큰 응력이 발생하였다. 채널부위는 유기압 현수장치 2번에서 최대응력이 발생하였다. 측면판의 경우, 현수장치 #1번에서 최대응력이 발생하였다. 현수장치 #2번에서 #6번까지의 전반적인 응력은 100~200MPa이었다.

3. 결과 및 고찰

주퇴력을 받는 궤도차량의 비선형 동적해석을 수행하였으며, 주행하중에 대해서도 병행하여 수행하였다. 포가 발사될 때 주퇴력은 포탑의 브라켓으로 직접 전해지며, 포탑과 차체 지지물인 레이스링 구조물에 효과적으로 힘을 전달하기 위해서 레이스링 모델링에 등가스프링상수를 도입하였다.

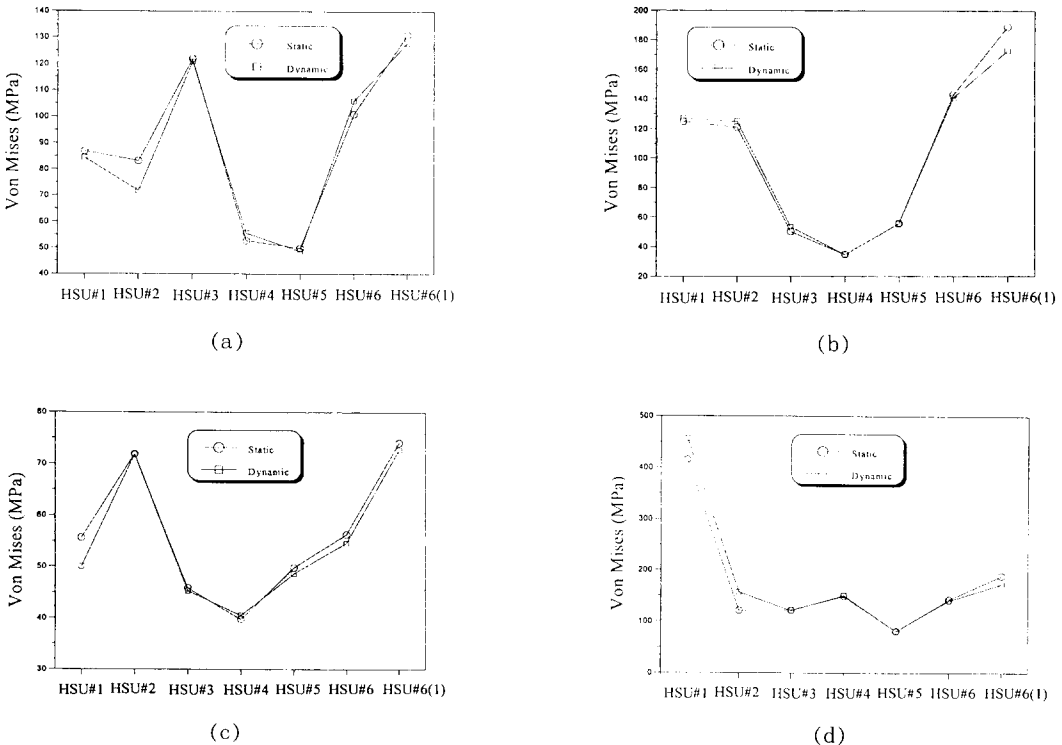


Fig. 12 Comparison of static and dynamic traveling analysis at each component

비선형 응력해석은 주퇴력 충격 작용시간 120 msec 이후에도 구조물의 전반적인 응답을 파악하기 위하여 충분한 시간을 갖는 200~300msec 범위까지 수행하였다. 또한 하중방향 및 하중고각에 따른 구조물의 응력해석을 포괄적으로 수행하여 실제적인 운용조건에 따른 거동을 고찰하였다.

전반적으로 Von Mises 최대응력 수준은 390~450MPa정도이고, 그 발생위치는 상판의 빔보강재와 레이스링 사이에서 관찰되었다.

레이스링과 빔보강재의 응력은 200~350MPa의 응력수준을 나타냈고, 최대응력이 발생하는 반응시간은 하중방향이 0°~180°로 갈수록 길어졌다. 그 이유는 하중방향이 뒤로 갈수록 강성의 효과가 작은 것으로 사료된다.

또한 주퇴력에 대해 동하중계수 1.6을 고려하여 정적해석을 수행하였다. 정적해석과 동적해석의 최대응력을 비교해 보면, 정적해석인 경우, 462MPa이며, 동적해석인 경우에, 443MPa로 나타났다. 따라서 동하중계수를 고려한 정적해석이 약간 응력수준이 높으나 많은 시간을 요구하는 비선형 동적 응력해석을 수행하지 않고 사격하중에 대해 응력을 예측할 수 있다.

궤도차량의 주행해석을 수행한 결과, 최대응력은 로드휠 유기압 현수장치 #1번에서 발생하였으며, 그 크기는 456MPa이다. 실제로 주행시에는 유기압 현수장치 블럭과 측면판과 바닥상판과의 연결부위에서의 응력거동이 규명되어야 한다. 유기압 현수장치 블럭의 최대응력은 120~150MPa정도이고, 측면판과 바닥상판과의 연결부위에서는 100~170MPa정도의 응력이 발생하였다. 정적 주행해석과 동적 주행해석이 큰 차이를 보이고 있지 않다. 유기압 현수장치 부위에 동적주행하중이 직접적으로 작용하여, 궤도차량에 대한 관성질량의 영향이 작았기 때문에 정적해석의 경우와는 큰 차이를 보이고 있지 않았다.

4. 결 론

본 연구에서는 궤도차량의 비선형 동적 응력해석을 ANSYS 및 ABAQUS 유한요소 code를 이용하여 수행하였으며, 하중방향, 하중고각, 주행하중에 대한 응력해석 결과를 제시하고, 향후 신형장

비의 설계시, 기초자료로 활용하도록 하였다. 본 연구를 통해 얻어진 주요결과는 다음과 같다.

1) 동적해석에 대한 전반적인 Von Mises 응력수준은 390~450MPa정도이고, 그 발생위치는 상판 빔보강재와 레이스링 사이이다. 한편 동하중계수 1.6을 고려하였을 때의 최대응력은 462MPa로서, 동적해석에 의한 결과와 유사한 응력수준을 제시하였다.

2) 주행하중에 대한 최대 Von Mises 응력은 로드휠 유기압 현수장치 #1번에서 발생하였으며, 그 크기는 456MPa이다. 유기압 현수장치 블럭은 120~150MPa정도이고, 측면판과 바닥상판과의 연결부위에서는 100~170MPa정도의 응력분포가 발생하였다. 정적주행해석과 동적주행해석이 큰 차이를 보이고 있지 않았으며, 이것은 궤도차량에 대한 관성질량의 영향이 크기 않기 때문이다.

참 고 문 헌

1. 이영신, 1992, "주퇴충격하중을 받는 지지구조물의 응력해석", ADD-UD 910072CD, 1992.
2. 이영신, 김용환, 이기두, 김영완, 안충호, 성낙훈, "추퇴충격하중을 받는 궤도차량 구조물의 과도응력해석", 한국자동차공학회지, Vol.15, No.3, pp.111-119, 1993
3. 이영신, 이광한, 전병희, 이대환, 박지우, "차체구조 및 민감도해석", 제8회 화랑대 국제심포지움논문집, 군용차량의 경량화를 위한 설계기술, pp. 31-50, 1995
4. Haug E.J., Benedict R.L., Yao V.M. and Dopker B., "Dynamic Load and Stress Analysis of Standard and Increased Weight Tracked Vehicles", University of Iowa, 1982.
5. Choi K.K. and Yao Y.M., "Stress Analysis of M109 Vehicle", University of Iowa, 1996.
6. Desalvo, G.L., "ANSYS-Engineering Analysis System : Users Manual", Swanson Analysis System Inc., Houston, 1989
7. Hibbit, H.D., and Karlsson, B.I., "ABAQUS : Users Manual", Hibbit, Karlsson, and Sorenson Inc, 1991

(접수일자 : 1997. 3. 10)