

주퇴충격하중을 받는 궤도차량 구조물의 천이응력해석 Transient Stress Analysis of Tracked Vehicle Structures under Recoil Impact Load

이 영 신*, 김 용 환*, 이 기 두**, 김 영 완**
Y. S. Lee, Y. H. Kim, K. D. Lee, Y. W. Kim,

안 충 호***, 김 동 수***, 성 낙 훈***
C. H. Ahn, D. S. Kim, N. H. Sung

ABSTRACT

In this study, the transient impact structural stress analysis of tracked vehicle structures under recoil impact load is investigated. ANSYS, ABAQUS Code are used for modelling and analytical procedures. The highest maximum Tresca stress occurs on race ring portion and its stress level is $(\sigma_T)_{max} = 20 \sim 40 \text{kgf/mm}^2$. The second highest stress occurs on upper plate of chassis and down plate of turret. The maximum stress level increases with loading direction and elevation angle. The results from linear static load analysis are very much different with impact analysis. Therefore, the practical solutions of structures under impact load can be obtained by only nonlinear transient impact analysis. The impact stress analysis of the steel vehicle structures is conducted. The maximum stress level is less than $(\sigma_T)_{max} = 10 \text{kgf/mm}^2$. So, the design concept of steel structures can be adapted for new alternatives.

주요기술용어 : Recoil Impact Load(주퇴충격하중), Transient Stress Analysis(천이응력),
Tracked Vehicle Structure(궤도차량 구조물), Race Ring(레이스링)

1. 서 론

차량이 받는 하중은 일반적으로 정하중과 동하중으로 나눌 수 있다. 정하중은 차량에 장착되어 있는 기계부품, 승무원, 화물 등에 의한 하중으로 정하중에 의한 차량의 반응을 예측하고 결정하는데 별 어려움이 없으나 많은 경우 구조물의 파손에 직접적인 원인이 되지 못한다. 이에 반해 동하중은 차량이 불규칙한 지형을

주행하거나 차량의 기능 수행중 발생하는 것으로 구조물의 안정성에 큰 영향을 미친다. 궤도차량의 경우 기능수행중 받는 작용력은 작용시간이 짧고 충격이 거의 불가능한 경우가 많다. 이와 같은 힘은 충격력, 또는 충격하중이라 불리우며 이러한 충격하중하에서 구조물의 거동 응답은 구조물 설계, 개발에 필수적으로 요구된다.⁽¹⁻⁶⁾

본 연구는 충격하중이 차체 상부구조물에 작

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

용할 때 상부구조물과 하부구조물에 대한 충격 응력해석을 수행하는 것이 그 목적이다. 상부차체와 하부차체사이의 지지구조물(race-ring)은 높은 내구성이 요구되며 차체설계의 기준이 되므로 이 부위에 대한 응력해석은 궤도차량 구조해석시 가장 중요하다 할 수 있다.

본 연구에서는 주퇴충격하중을 받는 궤도차량에 대하여 상용유한요소 code인 ANSYS, ABAQUS^(7,8)를 사용하여 전이응력해석을 수행하였다.

2. 해석과정

2.1 모델링 및 유한요소

주퇴충격하중을 받는 궤도차량의 응력해석을 수행하기 위해 ANSYS와 ABAQUS 유한요소 Code를 병행하여 사용하였다. ABAQUS의 전처리 기능이 효과적으로 구성되어 있지 않기 때문에 일반적으로 PATRAN을 사용하는데 본 연구에서는 ANSYS를 사용 전처리를 수행하였다. ABAQUS에서 해석시 사용되는 요소의 종류는 모든 판을 표현하기 위해 4-절점 Shell Element(S4R)을 사용하였고, 토션바(Torsion-Bar)에 의한 충격흡수와 지면 거동을 표현하기 위해 Spring 1 Element를 사용하였다. 또한 상부차체와 하부차체 각각의 회전운동을 할 수 있도록 하기 위한 구조물인 Race-Ring부위를 표현하기 위하여 Sp-

ring 1 및 Spring A Element를 사용하였다(Fig.1).

이때 Spring 1 Element는 충분한 강성을 갖는 선형 Spring으로 정의하고 Spring A Element는 인장력을 받을때 쉽게 변형하고 압축력을 받을 때는 변형이 잘 발생하지 못하게 함으로서 힘의 전달이 직접적으로 이루어 지도록 비선형 Spring으로 정의하였다. 한편 Spring 1 Element는 좌표계상 정의된 방향으로 운동하며 Spring A Element는 두 절점사이의 상대운동에만 관계된다. 차체의 보강을 위해 사용된 원형 및 I형 Beam중 평면상의 Beam은 B21을, 공간상의 Beam은 B31 Element로 표현되었고 사용된 Beam Element는 일차 보간함수를 사용한다. 또한 내부 장착물을 표현하기 위해 Mass Element를 사용하였다. 효과적인 모델링 구성을 위하여 상부차체와 하부차체는 각각 새로운 국부좌표계를 사용하여 모델링되었고, 전체좌표계는 차체 레이스링 중앙부를 원점으로 취하였으며, 차체의 전방을 X, 좌측 90°방향을 Y, 상방향을 Z축 방향으로 취하였다. Fig.2는 ANSYS에서 완성된 모델을 해석하기 위하여 ABAQUS에 입력하여 생성된 모델이다. 완성된 구조물의 절점은 1896개이고, 총 요소의 수는 2057개이며, 전체 자유도(DOF)는 11369이다. 좌표의 도심은 X=550.8mm, Y=10.44mm, Z=-531.1mm이고 전체 중량은 W=18,000kg이다.

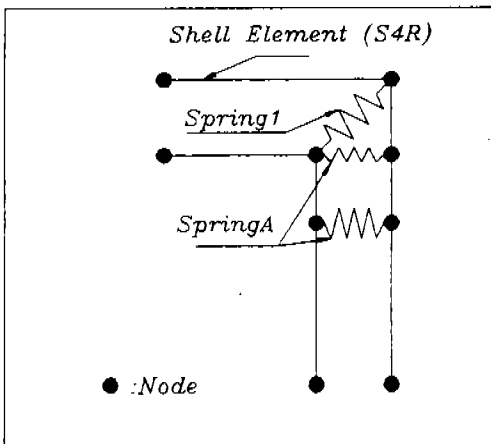


Fig.1 Modelling of Race-Ring

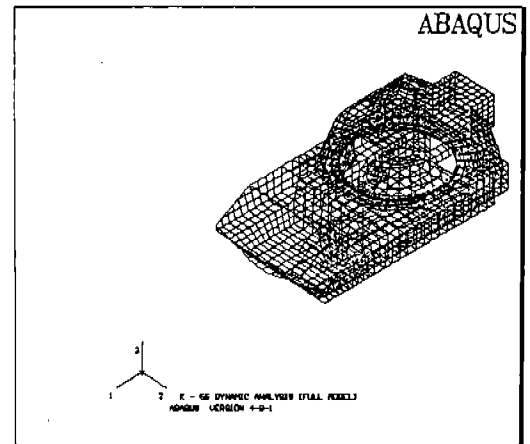


Fig.2 Full Model on ABAQUS Code

2.2 하중조건, 경계조건 및 해석조건

응력해석을 위한 입력하중은 구조물의 작용 고각에 따라 Recoil Spring의 운동거리가 달라지며 운동거리가 길때를 장주퇴력(0°~45°), 짧을때를 단주퇴력(45°~70°)이라 하여 하중고각에 따라 채용하였다(Fig.3). 사용된 하중은 실험에 의해 얻어진 값을 실제하중에 가깝게 묘사한 것이다.

토션바의 거동은 각 축에서 구해진 작용력에 의한 계산값 $f=25\text{kgf/mm}^2$ 를 사용하였고, 후방 지지를 위하여 하부차체 뒷부분 양쪽 절점에서 완전 구속을 가하였다. 사용된 재료의 종류 및 물성은 Table.1 및 Table.2에 제시되어 있다.

동하중 및 충격하중해석을 위해서는 시간적분을 포함한 천이해석과정을 요구한다. 본 연구의 시간적분시 시간증분 ΔT 는 1차 고유진동주기 $\tau=1/6.337 \approx 0.158\text{sec}$ 이므로 $\tau/20 \sim \tau/100$ 인 범위인 $0.00158 \sim 0.0158\text{sec}$ 의 사이값인 $\Delta T=0.002 \sim 0.01\text{sec}$ 정도로 취하였다. 이들 시간증분값은 해의 수렴정도와 정밀도에 직접적인 영향을 갖고 있으므로⁽³⁾, 실제 해석을 통하여 충분한 수렴성을 검토하였다.

ABAQUS에서 beam이나 shell요소를 사용하여 동적문제를 해석할 때, 해석결과와 정확도 및 계산시간을 제어하는 매개변수로서 하중 공차값인 PTOL과 모멘트 공차값인 MTOL이 있으며,

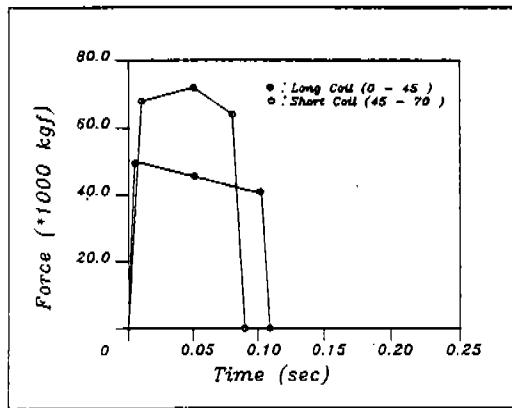


Fig.3 Mathematical Model of Recoil Impact Force

일반적으로 PTOL이 커지면 해석결과와 정확도가 떨어지고 너무 작은 경우 계산시간이 길어지게 된다. ABAQUS에서는 PTOL의 크기를 실제하중의 $10^{-2} \sim 10^{-4}$ 배, MTOL은 PTOL에 유한요소 길이를 곱한 값을 추천하고 있다⁽⁶⁾.

본 문제의 하중은 50,000kgf~75,000kgf이고, 유한요소의 한변 길이를 150~250mm로 생각하여 이 범위에 해당하는 400 및 10,000을 각각 PTOL, MTOL값으로 하였다. 이는 한국과학기술연구원 부설 시스템 공학연구소(SERI)에 설치된 Cray II-s슈퍼컴퓨터를 이용하여 여러 예비문제를 해석한 후 결정하였다. 한편 감쇠값은 0(nodamping)~0.333(maximum damping)사이의 값을 취할 수 있는데 본 해석에서는 일반적으로 사용되는 0.05를 취하였다.

일반적으로 비선형 해석으로 기하학적 비선형과, 재료의 비선형으로 구분되는데 본 문제의

Table 1 Material and Shell Thickness

Part	Material	Thickness
Bracket A	Steel	50mm
Bracket B	Steel	35mm
Bracket C	Steel	27mm
Race Ring	Steel	30mm
Turret	Al	30mm
Upper Plate of Chassis	Al	31mm
Side Plate of Chassis	Al	32mm
Interior Plate of Chassis	Al	15mm
Down Plate of Chassis	Al	30mm

Table 2 Mechanical Properties of Al and Steel

Property	Al	Steel
Young's Modulus(E) (kgf/mm ²)	7.142×10^3	2.15×10^4
Poisson's Ratio	0.33	0.33
Yield Strength (kgf/mm ²)	46.5	85.1
Density (kgf/mm ²)	2.754×10^{-6}	8.030×10^{-6}

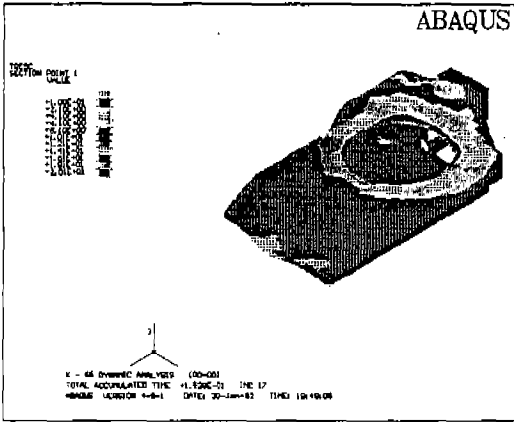


Fig.6 Tresca Stress Contour of Whole Body by Recoil Impact Load Analysis at (00/00) Position T=0.1538sec

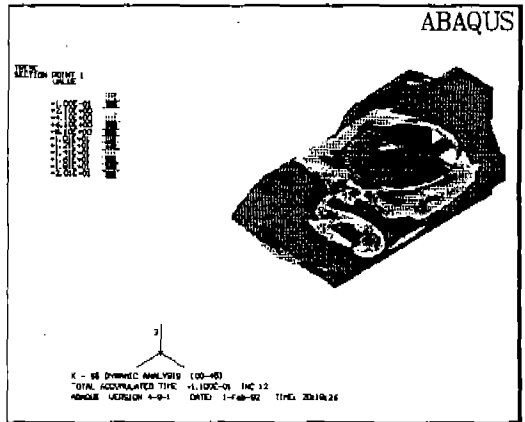


Fig.8 Tresca Stress Contour of Whole Body by Recoil Impact Load Analysis at (00/45) Position T=0.11sec

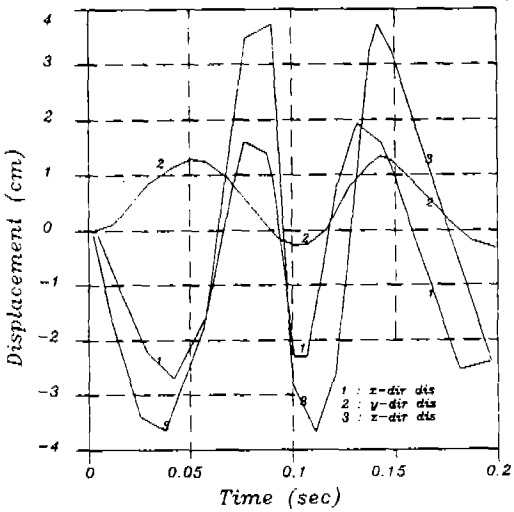


Fig.7 Displacement Response of Upper Race Ring by Recoil Impact Load Analysis at (00/45) Position

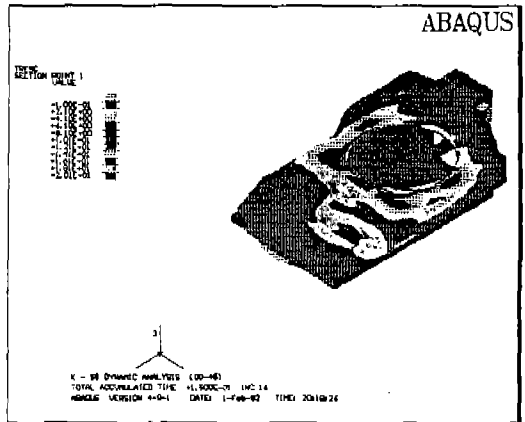


Fig.9 Tresca Stress Contour of Whole Body by Recoil Impact Load Analysis at (00/45) Position T=0.150sec

내었다. 이것은 Fig.4의 변위응답에 따라 시간에 따른 변화가 존재함을 나타낸다고 볼 수 있다. 응력의 최대치는 변위의 변곡위치 부근에서 발생한다고 예상된다.

Fig.7은 하중 방향이 0°이고 하중고각이 45°로 변화하였을때 충격하중 해석에 의한 차체 상부 구조물과 연결되는 상부레이스링의 전방중앙 node점의 변위응답선도이다. 이 선도에서 1, 2, 3변위는 각각 x, y, z방향 변위이다. 고각 증가로

인하여 x, z방향 변위도 상당히 증가하였으며, z방향 변위는 동일한 응답 패턴을 보였다.

Fig.8는 하중 방향 및 하중고각이 각각 0°, 45° 일때의 충격하중 해석에 의한 전체 구조물의 응력해석 결과이며 이때의 진행시간 T=0.11 sec이다. 최대 응력치는 레이스링 부위에서 발생하여 $(\sigma_T)_{max} = 20 \text{kgf/mm}^2$ 정도였다. 레이스링 부위의 최대응력 발생부위는 전방부위에 일정 영역에 좌우 대칭형상으로 발생하였다.

Fig.9은 동일 경우에 진행시간 T=0.15sec에서의 해석결과로 응력수준은 T=0.11sec일때의 해석결과와 유사하며 Fig.8과 마찬가지로 고각증가로 인하여 응력분포가 레이스링 전방 방향으로 이동 확산됨을 보였다.

Fig.10은 하중방향 0°, 하중고각의 70°일때 충격하중 해석에 의한 전체구조물의 Tresca 응력선도이며 이때의 진행시간 T=0.35sec이다. 최대응력은 레이스링 부위에서 발생하여 그 값은 $(\sigma_T)_{max} = 40\text{kgf/mm}^2$ 정도로 상당히 크게 증가하

였으며 최대 응력수준의 증가는 하중고각의 증가로 인한 하중 방향의 영향 및 단주된 하중(Fig. 3)으로 인한 주퇴력의 증가가 직접적인 영향을 주는 결과로 고찰된다. 따라서 동일 하중 방향 시에는 하중 고각이 최대치인 70°일 때가 최대 응력 발생이 확인되었다.

Fig.11은 자체상판의 응력해석 결과로 이때의 최대응력은 $(\sigma_T)_{max} = 20\text{kgf/mm}^2$ 로 상당한 수준의 응력분포가 관찰되었다.

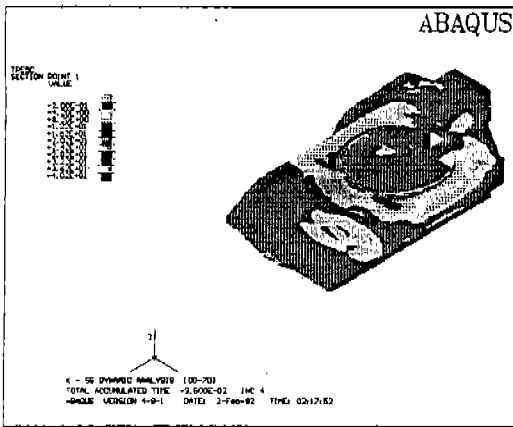


Fig.10 Tresca Stress Contour of Whole Body by Recoil Impact Load Analysis at (00/70) Position T=0.035sec

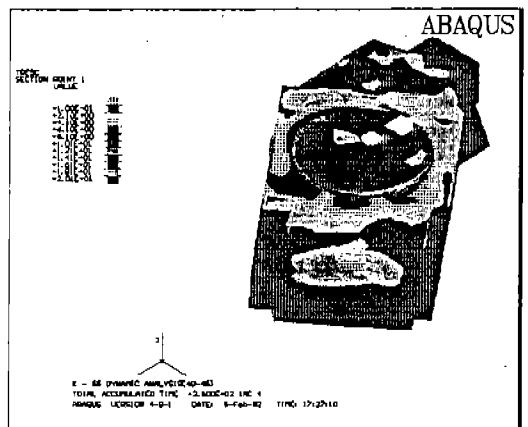


Fig.12 Tresca Stress Contour of Whole Body by Recoil Impact Load Analysis at (40/45) Position T=0.035sec

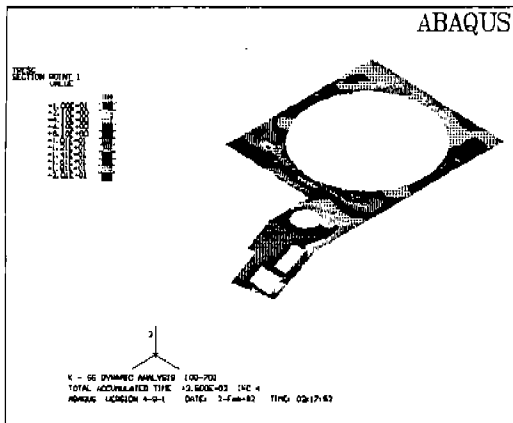


Fig.11 Tresca Stress Contour of Cassis Upper Plate by Recoil Impact Load Analysis at (00/70) Position T=0.035sec

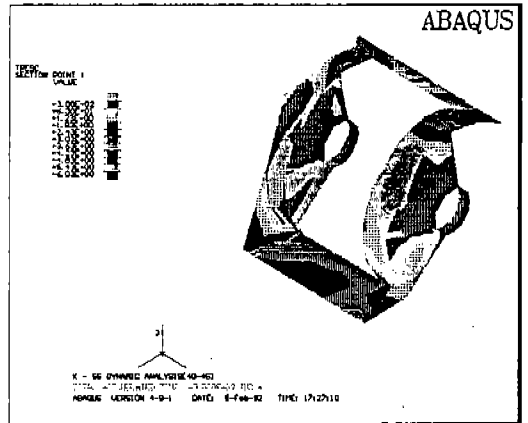


Fig.13 Tresca Stress Contour of Bracket by Recoil Impact Load Analysis at (40/45) Position T=0.035sec

3.2 충격하중방향 40°, 하중고각 45°

Fig.12, 13은 진행 시간 T=0.035sec일 때 전체구조물 및 bracket 부위의 응력해석 결과이다. 최대응력값은 레이스팅의 전방 및 좌우 부근에서 $(\sigma_T)_{max}=20\text{kgf/mm}^2$ 정도로 발생되었으며, bracket에서는 최대응력값이 $(\sigma_T)_{max}=6\text{kgf/mm}^2$ 로 상부와 하부에서 발생하였으며 전체응력분포 형태는 브라켓형상의 비대칭성 때문에 특정한 대칭성은 관찰되지 않았다.

3.3 선형 정하중해석

본 절에서는 주퇴충격하중이 단순한 정적하중으로 작용할 때의 선형 응력해석을 수행하였다. 외력의 값은 최대치 F=50,000kgf로 취하였다.

Fig.14는 하중방향 및 하중고각이 0°일때의 선형 정적응력해석의 결과로 Tresca 최대응력 $(\sigma_T)_{max}=10\text{kgf/mm}^2$ 이고, 그 위치는 차체 spader 영역에서 발생하였다. 이들 응력해석 결과는 비선형 충격하중해석 결과와 상이한 응력거동을 보이고 있으며, 단순히 최대 응력값만을 비교하여 보면 충격하중시의 응력값의 1/2 정도였다. 이에 따라 선형 정적해석을 충격하중을 받는 문제에 적용하기에는 실제적인 기준이 되지 못함을 보여준다.

3.4 Steel 구조물 충격응력해석

본 장에서는 새로운 설계개념으로서 전체구조물을 모두 Steel로 제작하였을 때의 비선형 충격하중 응력해석을 수행하였다. Steel 재질은 Table.2에 있는 물성을 채용하였다. 이때 차체중량은 26,000kgf로 기존설계에 비해 56% 정도 증가하였다. 도심은 레이스팅 중앙에 위치한 좌표중심에서부터 $x=449.5\text{mm}$, $y=15.85\text{mm}$, $z=-365.9\text{mm}$ 이다.

Fig.15은 전체구조물의 응력해석결과로서 T=0.172sec때의 해석결과이다. 이때의 하중방향 0°, 하중고각 45°로 택하였다. Tresca 최대응력은 $(\sigma_T)_{max}=10\text{kgf/mm}^2$ 이하의 값이며, 그 위치는 레이스팅 전방위치인 상부구조 하판 및 차체의 상판부근에서 발생하였다.

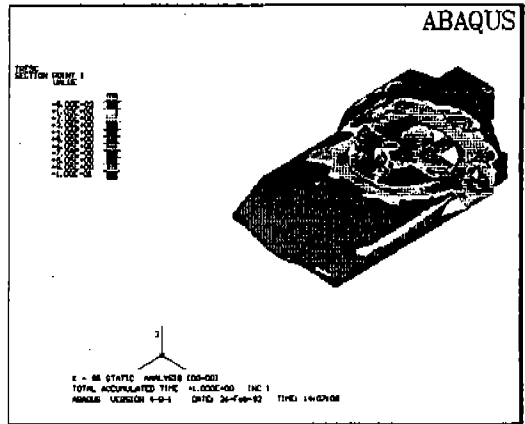


Fig.14 Tresca Stress Contour of Whole Body by Static Load Analysis at (00/00) Position

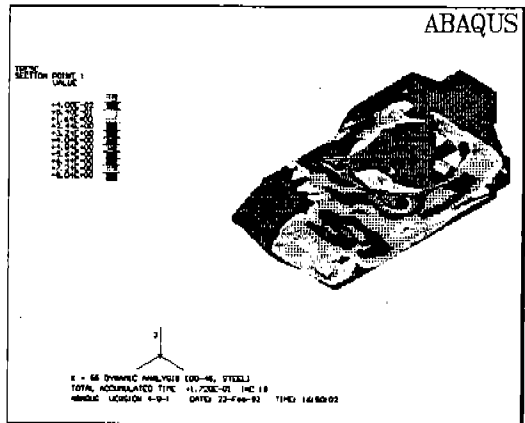


Fig.15 Tresca Stress Contour of Steel Whole Body by Recoil Impact Load Analysis at (00/45) Position T=0.172sec

본 해석구조물의 응력해석결과를 기존설계 해석결과인 Fig.8, 9와 비교하여 보면 그 응력값은 1/2 정도로 크게 낮아졌으며, 그 발생부위도 전방으로 이동하는 상당히 독특한 거동을 보였으며 중량증가에 따른 기동성을 고려할 때 향후보다 더 엄밀한 검토 및 해석이 요구된다. 이를 위해서는 최적화기법을 도입하여 전반적인 구조형상 및 각 부재의 응력최적화가 수행되어야 할 것이다.

4. 고 찰

주퇴충격하중을 받는 궤도차량의 비선형 천이충격해석을 수행하였으며, 또한 선형 정하중 해석도 수행하였다. 이때 차체의 상부구조물에서 작용하는 충격하중이 하부구조물로 전달될 때 이의 두 구조물을 연결하는 구조물인 레이스링에 대해 관심있게 고찰하였다.

비선형응력해석은 주퇴응력작용시간 0.1초 이후에도 구조물의 전반적인 응답을 파악하기 위해 충분한 시간을 갖는 0.2~0.3초 범위까지 수행하였다. 또한 하중방향 및 하중고각에 따른 구조물의 응력해석을 포괄적으로 수행하여 실제적인 운용조건에 따른 거동을 고찰하였다.

전반적으로 Tresca의 응력수준은 $(\sigma_r)_{\max} = 20 \sim 40 \text{kgf/mm}^2$ 정도이고 그 발생위치는 레이스링 부위였다. 이에 따라 실제로 궤도차량설계 및 제작시에 레이스링부분은 특별한 고려가 요구된다.

상부구조물(Turret)과 레이스링 결합부 및 차체상관부위의 응력수준은 전체구조물중 두번째로 높은 값이 발생하였으며 그 크기는 $(\sigma_r)_{\max} = 10 \sim 30 \text{kgf/mm}^2$ 정도였다.

브라켓 부분의 응력수준은 $(\sigma_r)_{\max} = 7 \sim 15 \text{kgf/mm}^2$ 정도였다. 한편 하중방향 및 하중고각의 증가에 따라 응력값이 증가하였고 이는 각의 증가에 따라 차체의 자세 불안정성이 증가하기 때문이다.

해석의 편의를 위해 충격하중을 선형정하중 해석으로 단순화시켜 수행하였다. 선형정하중해석은 그 특성상 단 1회만의 연산을 수행함으로써 연산시간은 짧으나, 실제적인 충격응답의 기초자료로 이용할 수 있는 결과를 얻을 수 없었다. 이는 실제로 짧은 시간에 작용하는 충격하중에 따른 구조물의 거동파악은 단순한 정하중해석으로는 규명하기에는 부족하다는 것을 느낄 수 있다.

새로운 설계개념으로서 전체구조물을 모두 steel로 제작하였을 때의 비선형 충격하중응력 해석을 수행하였다. 이때의 최대응력은 $(\sigma_r)_{\max} = 10 \text{kgf/mm}^2$ 이하의 값이며 그 발생위치는 레이스

링 전방부로 이동하였다. 그 응력값은 실제충격하중해석의 1/2정도로 크게 낮아졌으나, 구조물의 재질 변화에 의한 중량 증가량을 고려하여 기동분야의 부하능력이 부수적으로 향상된다면 이러한 설계개념의 채택도 시도할 수 있을 것이다.

5. 결 론

주퇴충격하중을 받는 궤도차량의 비선형천이충격해석을 수행하였으며, 선형정하중해석도 수행하였다.

차체의 상부구조물에 작용하는 충격하중이 하부 구조물로 전달될 때 이의 두 구조물을 연결하는 레이스링에 대해 관심있게 고찰되어 다음과 같은 몇가지 결론을 얻었다.

5.1 비선형해석

구조물의 전반적인 응답을 파악하기 위해 0.1초 이후의 0.3초까지 충분한 시간을 고려하여 포괄적인 운용조건에 따른 거동을 고찰하였다.

- ① Tresca의 최대응력수준은 $(\sigma_r)_{\max} = 20 \sim 40 \text{kgf/mm}^2$ 로 레이스링 부위에 나타났다.
- ② 상부 구조물(Turret)과 레이스링 결합부 및 차체 상관 부위의 응력수준은 전체구조물중 두번째로 크기는 $(\sigma_r)_{\max} = 10 \sim 30 \text{kgf/mm}^2$ 정도였다.
- ③ 하중방향 및 하중고각에 따라 응력값이 증가하였으며, 이는 차체 불안정성이 증가하기 때문이다.
- ④ 전체구조물을 steel로 제작하였을 때의 최대응력은 $(\sigma_r)_{\max} = 10 \text{kgf/mm}^2$ 이하의 값으로 그 발생위치는 레이스링 전방부로 이동하였으며, 실제충격해석의 1/2정도로 낮아져 구조물의 재질변화에 좋은 결론을 주었다.

5.2 선형정하중해석

연산시간을 줄일 수는 있었으나, 실제적인 충격응답의 기초자료로 이용할 수 없는 결과를 얻었다.

참 고 문 헌

1. Prakash, B.G., and Prabhu, M.S.S., 1986, "Reduction Techniques in Dynamic Substructures for Large Problem", Computers & Structures, Vol.22, No.4, pp.539~552
2. Amirouche, F.M.L., and Jia, T., 1988, "Modeling of Clearances and Joint Flexibility Effects of Multibody System Dynamics", Computers & Structures, Vol.29, No.6, pp.983~992
3. Koko, T.S., and Olsen, M.D., 1991, "Nonlinear Transient Response of Stiffened Plates to Air Blast Loading by a Superelement Approach", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.90, pp.737~760
4. Lee, S.H., and Hsieh, S.S., 1990, "Expedient Implicit Integration with Adaptive Time Step-
ping Algorithm for Nonlinear Transient Analysis", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol.81, pp.151~172
5. Olson, M.D., 1991, "Efficient Modelling of Blast Loaded Stiffened Plate and Cylindrical Shell Structures", Computers & Structures, Vol.40, No.5, pp.1139~1149
6. 김용택 등, 1990, "전투차량 구조해석의 CAE 적용사례", 국방과학연구소 학술대회 초록집, pp.823~831
7. Desalvo, G.J., 1989, "ANSYS-Engineering Analysis System : Users Manual", Swanson Analysis Inc., Houston
8. Hibbit, H.D., and Karlsson, B.I., 1991, "ABAQUS : Users Manual", Hibbit, Karlsson, and Sorenson, Inc.