

구조해석을 통한 유기압 현수장치 체결나사의 손상원인 및 강도개선에 관한 연구

손민구¹, 강승주^{1*}, 김록한¹, 장정호²
¹국방기술품질원 기동화력센터, ²현대로템

A Study on the Cause of Damage and Strength Improvement of Hydropneumatic Suspension Unit Bolt through Structural Analysis

Min-Gu Son¹, Seung-Ju Kang^{1*}, Rok-Han Kim¹, Jung-Ho Jang²
¹Land Systems Center, Defense Agency for Technology and Quality
²Hyundai Rotem

요약 본 연구는 다목적 개척용 궤도차량에 적용중인 유기압 현수장치 체결나사의 피로강도를 개선하여 제품의 신뢰성을 향상하고 승무원의 안전과 승차감을 확보하는 것을 목적으로 하고 있다. 궤도차량 현수장치 체결나사는 진동충격이 발생할 때 차체와 유기압 현수장치를 고정하는 역할로 높은 신뢰성이 요구된다. 하지만 체계 내구도 주행시험 중 현수장치 4번 체결나사에 반복적으로 피로파손이 발생하여 개선이 필요하였다. 파단면, 무게중심, 하중조건, 응력해석, 내구한도 등의 원인분석을 통해 피로파괴 흔적, 하중집중, 응력집중, 내구한도 부족을 확인하였으며, 유사계열 전차와 비교하였을 때 안전율이 상대적으로 낮은 것을 확인하였다. 개선방안으로 가이드 핀 자리에 체결나사를 추가하여 응력을 분산하였고, 그 결과 유사체계 현수장치 체결나사와 동등한 수준의 안전율을 확보하여 내구한도의 감소를 확인하였다. 개선품 입증시험 결과 추가 내구도 주행시험을 체결나사의 파손 없이 완료하여 체결나사의 내구도가 향상된 것을 확인하였다. 본 연구는 체결나사 내구성 향상을 통해 유사한 현수장치 개발 시 고중량 완성차에서 발생 가능한 주행특성에 대한 참고 자료로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

Abstract This study aims to increase the reliability of a Multi-purpose Engineering Vehicle (Vehicle) and ensure driver's safety and comfort by improving the durability of the Hydropneumatic Suspension Unit (HSU) Bolt. HSU Bolt requires high reliability as it secures the vehicle's body and HSU when vibration shocks occur. However, during the durability driving test, fatigue damage repeatedly occurred on the 4th bolt of HSU and needed improvement. The cause analysis tested the breaking section, the center of gravity, load condition, stress, and endurance limit and found signs of fatigue breakdown, load and stress concentration, and a lack of endurance limit. It means that the safety rate of the vehicle is relatively low compared to other similar tanks. So, the stress was distributed by adding an HSU Bolt instead of a guide pin as an improvement. As a result, a decrease in the endurance limit and an increase in safety rate as much as the other similar weapon systems were confirmed. A test to prove the improvement confirmed that the additional durability driving test was completed without damages and the durability of the HSU Bolt was improved. This study is expected to be used as a reference to the driving characteristics of heavy-weight vehicles through improved durability of the HSU Bolt. In particular, this study is useful in developing suspension systems similar to the ones discussed here.

Keywords : Bolt, Cause of Damage, Hydropneumatic Suspension Unit, Strength, Structural Analysis

*Corresponding Author : Seung-Ju Kang(Defence Agency for Technology and Quality, DTAQ)
email: ksj11576@dtq.re.kr
Received October 28, 2021
Accepted February 4, 2022

Revised December 3, 2021
Published February 28, 2022

1. 서론

궤도차량은 작전 수행 능력을 확보하기 위해 다양한 장비를 장착하며, 이로 인해 완성차의 중량이 증가한다. 높은 중량의 궤도차량은 기동력 확보를 위해 비포장, 야지 등 특수노면 조건에서 안정성 확보가 필요하고, 궤도차량의 기동 안정성 부분에서 현수장치는 매우 중요한 요소로 발전되어 왔다[1]. 군용 궤도차량의 기동력과 안정성 확보 시 고려해야할 사항 중 하나는 지면이 전차 바닥면에 닿는 현상이다. 이 현상은 야지 등 차체변위가 크게 변하는 조건에서 발생한다. 현수장치 파손 등으로 전차 바닥면이 지상에 닿으면 차체 내구도와 조종수의 조종안정성을 낮추기 때문에 현수장치로 거친 노면의 변위를 적절히 보상하는 것이 필수적이다[2,3]. 현수장치는 주행 시 발생하는 충격을 흡수하여 차체 내구도 보존 및 승차감을 향상하여 차량과 조종수를 보호하는데 그 목적이 있다.

군용 궤도차량의 현수장치는 토션바(torsion bar), 유기압 현수장치(HSU : Hydropneumatic Suspension Unit, 이하 HSU) 등이 사용되고 있다. 초기 지상전투차량의 현수장치는 고강도 봉의 비틀림 탄성을 이용하는 토션바를 사용하였다. 토션바는 간단한 구조 및 가벼운 중량으로 높은 신뢰성을 가지고 있으나 스프링 특성 한계가 명확하여 승차감 향상과 안정성 확보에 한계가 있다. 이를 보완하기 위해 질소와 유압을 사용하여 스프링특성을 향상한 현수장치인 HSU를 개발하였다[4]. 야전 운용 환경에서는 지상전투차량에 토션바와 HSU를 같이 장착함으로써 신뢰성 확보와 함께 비용을 줄일 수 있었다.

최근에 연구·개발된 다목적 개척용 궤도차량(이하 궤도차량) 또한 토션바와 HSU를 모두 사용하는 것으로 설계되었다. 하지만 내구도 주행시험 중 HSU 체결나사가 파손되는 현상이 발생하였고, 궤도차량 현수장치의 신뢰도를 향상할 필요성이 있었다. 파손의 방지를 위해 유사 사례를 조사하였으나 높은 중량의 궤도차량에서 HSU 파손 영향성에 대한 연구가 미비하여 추가적인 연구가 필요하였다. 따라서 본 연구에서는 파단면, 무게중심, 하중 조건, 응력해석, 내구한도 등 다양한 측면에서 파손 영향성을 분석하여 궤도차량 현수장치의 안정성을 향상하고자 하였다.

2. 현수장치 구조 및 문제현상

2.1 현수장치 구조

HSU의 주요 구성품은 Fig. 1과 같이 하우징(housing), 암(arm), 작동실린더(working cylinder), 매니폴드(manifold), 축압실린더(axial pressure cylinder)이다. HSU는 기동 중 지형의 변화로 궤도바퀴가 상단으로 힘을 받으면 암이 반시계 방향으로 이동하며 하단의 작동실린더의 피스톤을 밀어 올린다. 이 때 유압유가 매니폴드를 거쳐 축압실린더로 이동하며 질소를 압축시켜 외부 충격을 완충한다. HSU는 유압유의 유동저항에 의해 상하진동을 줄여주고, 질소가스가 스프링작용을 하여 외부 충격을 줄여주는 이중 완충효과로 주행충격을 완화하는 방식의 현수 장치이다. 상단압력이 제거되면 질소가 팽창하며 암이 복귀한다. 자세제어 또한 매니폴드로 유량을 조절하여 높이를 조절한다.

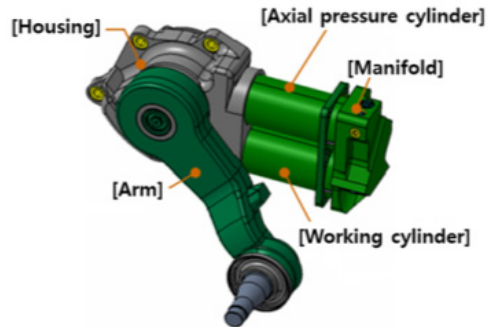


Fig. 1. Structure of HSU

HSU의 구동상태는 회전 각도에 따라 분류하는데 Fig. 2와 같이 Full Jounce, Static, Full Rebound 상태로 구분할 수 있다. 첫째로 Full Jounce 상태는 궤도바퀴에서 발생하는 외력이 암을 상단으로 밀어 올려 질소와 유압유가 압축되어 HSU가 최대하중을 받는 상태이다. 둘째로 Static 상태는 자중을 제외한 무부하 중립 상태이

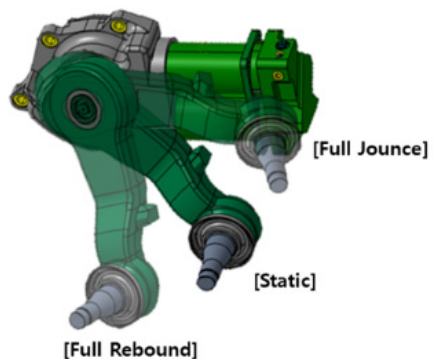


Fig. 2. HSU Status by Location

다. 마지막으로 Full Rebound 상태는 순간적으로 부하가 제거되거나 자세제어를 위해 유압유가 최대로 팽창한 상태이다. 파손영향성 분석 시 3가지 상태 중 최대하중을 받는 Full Jounce 상태를 관찰할 필요성이 있다.

2.2 문제현상

궤도차량 내구도 확인시험 중 Fig. 3과 같이 HSU 하우징 연결부 4번 체결나사에 파손이 발생하였다. 내구도 주행시험 0,000 km 지점에서 2번 HSU 4번 체결나사가 파손되어 해당 체결나사를 교체하였으나 0,000 km 주행 후 1번 HSU 체결나사가 추가로 파손되었다. 차체와 HSU를 고정하는 4개의 체결나사 중 4번 체결나사에서만 파손이 발생하였고 나머지 3개의 나사에 파손이 없는 것을 확인하였다. 파단면 Beach Mark의 간격이 좁고 모양이 유사한 것으로 보아 궤도차량 전체 중량 증가로 4번 체결나사의 여유하중이 부족한 것으로 판단된다.

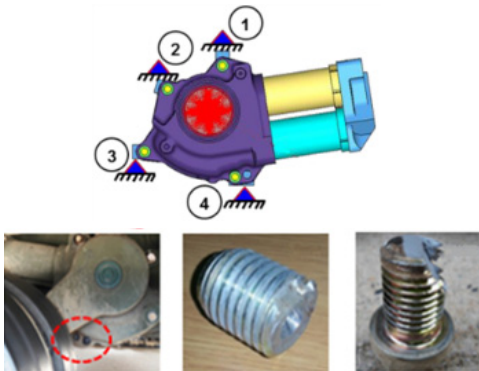


Fig. 3. Damaged HSU Bolts

3. 원인식별

HSU는 유사계열 궤도차량과 공용품이며 야전에서 장기간 사용되어 신뢰성이 확보된 제품이다. 따라서 유사계열 궤도차량과 체결나사가 파손된 궤도차량의 비교를 통해 파손원인과 검토방안을 설정하였다. 두 궤도차량의 차이점은 특수임무 수행을 위한 장착장비의 조립 여부이며, 유사계열 전차 대비 0 ton의 중량 상승과 무게중심이 전방에 편중된 것을 확인하였다. 이로 인해 HSU 단품에 부하되는 하중이 증가하였다. 체결나사 파단면 분석을 통해 파손의 형태와 종류에 대해 검토하고, 중량 증가에 따른 파손원인과 개선을 위해 무게중심, 하중, 응력에 대해 검토하였다.

3.1 파단면 검토

파손의 유형을 관찰하기 위해 체결나사의 파단면을 분석하였고, 피로파괴의 반복하중 흔적인 Beach Mark를 확인할 수 있었다. Beach Mark의 특징은 응력발생부에서 물결 파처럼 퍼져나가는 형상이다. 체결나사 파단면의 Beach Mark는 간격이 세밀하고 균열 시작점이 12시 방향이며 줄무늬 파단면의 면적이 비교적 좁다. 이는 최초 균열지점에서 파단지점까지 느린 파손이 진행되며 반복하중으로 인해 Beach Mark가 형성되고, 최종 파단지점까지 빠른 파손이 진행되어 Fig. 4와 같은 파단면을 형성한다. Beach Mark 간격이 세밀할수록 큰 응력이 발생한 것을 의미하며, 균열이 진전되다가 체결나사가 응력을 견디지 못하고 급속도로 파손된 형태이다[5]. 이는 체결나사의 여유강도가 부족하여 반복하중을 견디지 못하고 파손된 것으로 판단된다.



Fig. 4. Fatigue failure section of HSU Bolt

3.2 무게중심 검토

궤도차량은 장착장비의 설치로 인해 무게중심이 전방에 편중된 특성이 있고, 하중분포 특성이 현수장치의 파손에 영향성이 있는지 검토할 필요성이 있었다. 장착장비를 설치한 상태의 무게중심은 장착장비를 제외한 차체 정중앙과 위치비교를 하였을 때 궤도차량의 전·후방 균형은 차체 전방 구조물로 인해 무게중심이 차체 중심에서 000mm 전방에 편중되었다. 따라서 차체 무게가 집중된 1, 2번 HSU 체결나사에 하중이 집중되어 파손확률이 더 높을 것으로 판단된다.

3.3 하중조건 검토

체결나사 파손 가능성이 높은 부위는 하중이 집중된 1, 2번 HSU이며, 동작상태 중 최대하중을 받는 Full Jounce 상태에서 파손이 발생되었을 가능성이 가장 높다. 따라서 HSU가 최대응력을 받는 하중조건을 검토할

필요성이 있다. 궤도차량 궤도바퀴에 작용하는 외력은 Fig. 5와 같이 수직하중과 횡하중이 있다. 수직하중은 노면의 수직방향의 변위로 인해 궤도바퀴가 Full Jounce 상태에 가까울수록 크게 발생한다. 최대 횡하중은 국방규격에 따라 수직하중의 절반으로 계산하였다.

Full Jounce 상태에서 최대 수직하중이 발생하였고, 따라서 위치별 HSU의 파손 위험성 및 응력해석의 하중조건을 파악하기 위해 체계에서 발생 가능한 최대 수직하중을 검토할 필요성이 있다. 이는 Fig. 6과 같이 휠에서 발생하는 수직하중과 압축된 질소가스의 팽창력이 평형을 이루는 특성을 통해 알 수 있다. 압축된 질소가스의 팽창력을 최대 수직하중으로 치환하기 위해서는 각 부품 사이의 각도 α , β , γ 와 커넥팅 로드(connecting rod)의 이동을 나타내는 X값이 필요하다. 이 값들은 암의 회전각도 α 에 따라 각 부품의 회전각도와 커넥팅 로드(rod)의 위치가 결정되기 때문에 β , γ , X 값은 α 의 함수로 나타낼 수 있다. 따라서 암이 최대로 회전했을 때의 각도 α 와 질소가스의 초기 충전압력을 통해 Full Jounce 및 Full Rebound 상태의 최대 수직하중을 알 수 있다.

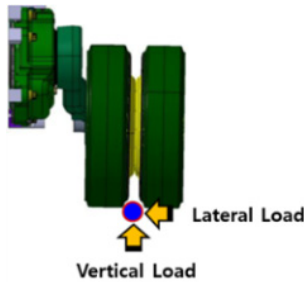


Fig. 5. Stress type of HSU

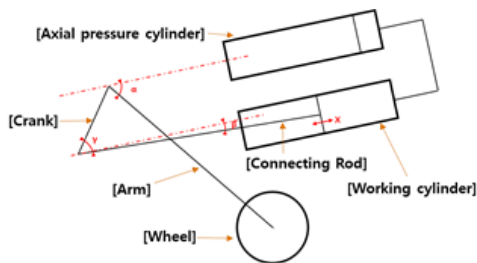


Fig. 6. A Simplified Model of HSU

암의 회전각도 α 에 따른 질소가스의 압력 변화를 알기 위해 HSU의 동작 상태를 정적인 상태와 동적인 상태로 구분해서 파악할 필요가 있다. 먼저 정적 상태는 하중이 작용하지 않는 초기충전 상태와 하중이 작용하는 Static 상태로 구분할 수 있다. 질소가스 초기 충전 상태

는 밀폐계를 형성하며 $PV=C$ 의 상태 방정식으로 표현될 수 있다. 이 때 실린더 질소가스의 초기 충전압력 및 체적을 P_{pre} , V_{pre} 라 하고, Static 상태의 압력 및 체적을 P_{sta} , V_{sta} 라 하면 Eq. (1)과 같은 관계식이 성립한다. 이는 등온과정이며, 질소가스의 초기 충전압력에 따라 Static 상태의 실린더 압력과 체적이 결정됨을 의미한다. 반면에 동적 상태는 질소가스가 외부에서 순간적으로 힘을 받는 상태로 $PV^{1.4}=C$ 상태 방정식을 적용할 수 있다 [6]. Full Jounce와 Full Rebound 상태를 포함하는 임의의 위치에서 질소가스의 압력과 체적인 P , V 와 Static 상태의 P_{sta} , V_{sta} 는 Eq. (2)와 같은 관계식을 형성한다. 이는 폴리트로픽 과정이며, 임의의 위치에서 압력과 체적은 Static 상태에서의 압력과 체적에 따라 결정됨을 의미한다.

$$P_{pre} V_{pre} = P_{sta} V_{sta} = C \quad (1)$$

$$PV^{1.4} = P_{sta} [V_{sta}]^{1.4} \quad (2)$$

Where, P denotes pressure by each state, V denotes volume by each state, C denotes constant

실린더에 작용하는 최대하중을 알아보기 위해서 임의의 위치에서 체적과 압력을 Static 상태로 치환할 필요성이 있다. 임의의 위치에서의 실린더 체적인 V 는 Static 상태의 체적 V_{sta} 와 실린더의 위치변화에 따른 체적보상 ΔV 의 합으로 Eq. (3)과 같은 관계식으로 나타낸다. 이 때 체적보상 ΔV 는 실린더의 단면적과 실린더의 위치변화에 따른 값으로 Eq. (4)와 같은 관계식으로 나타낸다. Eq. (3), (4)를 Eq. (2)에 대입하여 임의의 위치에서 압력 P 로 나타내면 Eq. (5)와 같은 관계식으로 표현할 수 있다. 이는 임의의 위치에서 실린더 위치변화 X 값을 통해 압력 P 값을 구할 수 있고, X 값은 암의 회전각도 α 의 함수이므로 α 값에 따라 임의의 위치에서 압력을 알 수 있다.

$$V = V_{sta} + \Delta V \quad (3)$$

$$\Delta V = A(X - X_{sta}) \quad (4)$$

$$P = P_{sta} \left[\frac{V_{sta}}{V_{sta} + A(X - X_{sta})} \right]^{1.4} \quad (5)$$

Where, P denotes pressure by each state, V denotes volume by each state, A denotes cross section, X denotes displacement of connecting rod

HSU 휠에 작용하는 최대 수직하중은 Full Jounce 상태에서 작동 실린더에 작용하는 힘 F 와 같다. 따라서 임의의 위치에서 질소압력 P 와 작동 실린더에 작용하는 힘 F 가 힘의 평형을 이루는 특성을 Eq. (6)과 같이 표현할 수 있다. Eq. (6)을 Eq. (5)에 대입하여 실린더에 작용하는 힘으로 정리하면 Eq. (7)과 같다. 이는 초기 충전압력 P_{pre} 값을 통해 P_{sta} , V_{sta} , X_{sta} 값이 결정되고 Full Jounce 상태의 α 값을 통해 알 수 있는 X , β 값을 대입하면 Full Jounce 상태에서의 최대 수직하중 F 를 구할 수 있음을 의미한다.

$$P = \frac{F \cos \beta}{A} \quad (6)$$

$$F = \frac{P_{sta} A}{\cos \beta} \left[\frac{V_{sta}}{V_{sta} + A(X - X_{sta})} \right]^{1.4} \quad (7)$$

Where, P denotes pressure by each state, V denotes volume by each state, A denotes cross section, X denotes displacement of connecting rod, F denotes vertical load of each HSU, β denotes the angle between connecting rod and working cylinder

이를 수치적으로 확인하기 위하여 Fig. 7에서 1, 2, 6번 HSU의 동작 상태에 따라 받는 최대 수직하중을 나타내었다. Static과 Full Rebound 상태에서 1번 HSU에 최대하중이 발생하였으나, Full Jounce 상태에서는 초기 질소 충전압력 차이에 의해 2번 HSU에서 최대하중이 발생하였다. 단품 설계한계인 00 ton에 근접하여 파손위험성이 가장 높다. 이는 하중 집중도가 가장 높은 2번 HSU 체결나사가 파손되고 그 다음 하중이 집중된 1번 HSU 체결나사가 파손된 현상과 일치한다.

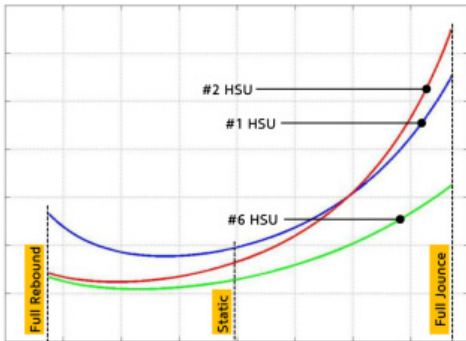


Fig. 7. Design weigh by HSU Position

3.4 응력해석

최대 수직하중 분석 결과를 바탕으로 최대 수직하중과 횡하중이 동시에 작용하는 야전 사용 환경에 대해 응력 해석을 실시하여 각 HSU 체결나사의 파손 위험성을 수치적으로 계산하였다. 해석 시 수직하중은 궤도차량의 Full Jounce 상태 값을 사용하였고, 최대 횡하중은 수직하중을 기반으로 일반적인 도로 마찰계수를 고려하여 수직하중의 절반으로 가정하였다[7]. HSU와 체결나사는 형상이 단순하여 크기 10의 Hexa Mesh를 사용하였다. Fig. 8과 같이 1~3번 체결나사의 인장응력은 유사한 수준이고 공통적으로 4번 체결나사의 응력집중도가 가장 높았다. 응력 집중도를 수치적으로 확인하기 위해 Table 1에 응력해석 결과 값을 정리하였다. 1번 HSU 4번 체결나사의 응력 값은 851 MPa로 가장 크고, 1~3번 체결나사의 응력 평균값인 621.3 MPa로 계산되었다. 2번 HSU 역시 4번 체결나사의 인장응력은 872 MPa로 가장 크고, 1~3번 체결나사의 평균 응력인 625 MPa로 계산되었다. 응력해석 결과 1, 2번 HSU는 1~3번 체결나사 대비 4번 체결나사에 응력이 집중된 것을 확인하였다.

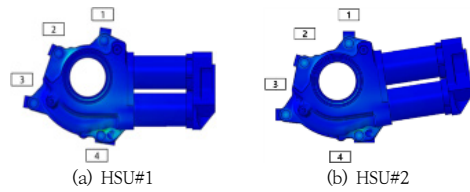


Fig. 8. HSU Structural Analysis Before the Improvement

Table 1. Stress of HSU Before the Improvement(MPa)

Category	1	2	3	4
HSU#1	662.5	583.6	617.7	851.0
HSU#2	643.9	599.0	632.1	872.0

추가적으로 HSU 체결나사에 발생하는 응력과 관련 규격의 항복응력을 비교하였다. HSU 체결나사는 1-12UNF 나사로 MIL-S- 24240에 따르면 권장항복강도는 896 MPa이다. 체결나사의 응력과 항복강도로 안전율을 표시하였으며 그 결과는 Table 2에 정리하였다. 1, 2번 HSU 4번 체결나사의 안전율은 1.05와 1.03으로 1~3번 체결나사에 비해 현저히 낮아 응력분산이 필요할 것으로 판단된다. 유사계열전차 HSU 체결나사의 안전율

은 최소 1.11 수준이며 이는 야전에서 장기간 운용 후 신뢰성을 확보한 기준이다. 따라서 궤도차량의 HSU 체결나사 역시 유사계열 장비와 동등 이상의 안전율을 확보할 필요성이 있다.

Table 2. Safety factor of HSU Before the Improvement

Category	1	2	3	4
HSU#1	1.35	1.54	1.45	1.05
HSU#2	1.39	1.50	1.42	1.03

3.5 내구한도 검토

파단면의 Beach Mark 원인검토를 위해 내구한도(S_e , Endurance Limit) 검토를 실시하였다. 응력해석을 통해 HSU에 작용하는 최대응력(σ_{max}), 최소응력(σ_{min}), 응력진폭(σ_a , Stress Amplitude), 평균응력(σ_m , Mean Stress) 값을 설정하고 아래 Table 3과 같이 응력주기를 설정하였다.

Table 3. Stress type of HSU(MPa)

Category	σ_{max}	σ_{min}	σ_a	σ_m
HSU#1	851.0	620.8	115.1	735.9
HSU#2	872.1	620.8	125.6	746.5

평균응력이 0일 때 응력진폭 값을 통해 피로수명을 계산할 수 있다. 하지만 평균응력이 양수일 때 응력진폭이 커지는 경향이 있으므로 보정 값인 내구한도 값이 필요하다. 보정에 필요한 극한인장응력(S_{UT} , Ultimate Tensile Stress)은 인장시험 실험값으로 1,256 MPa이다. 평균응력 상승에 따른 응력진폭 값 보정을 위해 Eq. (8)과 같이 Goodman Method 방정식으로 응력진폭 값을 보정하여 내구한도 값을 설정하였다[8].

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{UT}} = 1 \quad (8)$$

Where, σ_a denotes stress amplitude, σ_m denotes mean stress, S_{UT} denotes ultimate tensile stress, S_e denotes endurance limit

Goodman Method를 사용하여 알 수 있는 1, 2번

HSU 4번 체결나사의 내구한도는 Table 4와 같이 277.9 MPa 및 309.7 MPa 이다. 1, 2번 HSU에서 모두 파손이 발생하였으므로 내구한도에 대해 개선이 필요할 것으로 보인다.

Table 4. HSU#1, 2 Endurance Limit

Category	Endurance (S_e , MPa)
HSU#1	277.9
HSU#2	309.7

4. 개선방안

파단면 검토를 통해 반복하중에 의한 파손을 확인하였고, 무게중심, 하중조건, 응력해석 검토를 통해 HSU 4번 체결나사에 응력이 집중되는 현상을 확인하였다. 개선방안으로 차체 구조물 두께 변경과 체결나사를 추가하는 방안이 있으나 전자는 궤도차량 전체 중량이 규제되어 4번 나사 우측에 있는 이물질 유입 방지와 나사 미체결부 표시 역할을 하는 가이드 핀을 제거하고 5번 체결나사를 추가하였다. 체결나사가 추가되어 4번 체결나사에 집중된 응력이 분산되었고, 개선목표인 유사계열 전차와 동등 이상의 안전율을 확보하였다.

4.1 개선 후 응력분포 및 안전율 검토

Fig. 9는 개선 후 1, 2번 HSU 체결나사의 응력해석 결과이며 4, 5번 체결나사부에 응력이 분산된 것을 볼 수 있다. 최대응력 발생 부위는 개선 전 4번 나사에서 개선 후 5번 나사로 교체되었으며 최대응력의 크기도 줄어든 것을 확인하였다. 이를 Table 5에서 수치적으로 확인할 수 있고 1, 2번 HSU 최대응력은 개선 전·후 각각 60.7, 62.2 MPa 감소한 것을 확인하였다.

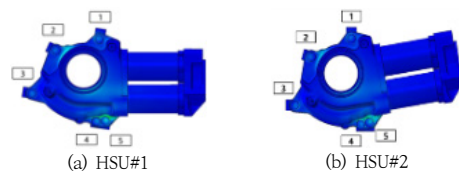


Fig. 9. HSU Structural Analysis After the Improvement

Table 5. Stress of HSU Before & After the Improvement (MPa)

Category		1	2	3	4	5
HSU#1	Before	662.5	583.6	617.7	851.0	-
	After	657.4	588.5	616.3	693.7	790.3
HSU#2	Before	643.9	599.0	632.1	872.0	-
	After	669.7	616.5	660.8	681.5	809.8

HSU 체결나사의 안정성을 확보하기 위해 유사계열 장비와 동등 이상의 안전율을 확보할 필요성이 있었다. MIL STANDARD 권장 항복강도 기준으로 개선 전·후 HSU 체결나사의 안전율을 Table 6에서 확인할 수 있다. 개선 후 HSU 최대응력 집중부인 5번 나사 안전율은 1.13과 1.11로 유사계열 장비의 최소 안전율 대비 동등 이상 수준을 확보하였으므로 체결나사의 안정성이 향상 되었을 것으로 판단된다.

Table 6. Safety factor of HSU Before & After the Improvement

Category		1	2	3	4	5
HSU#1	Before	1.35	1.54	1.45	1.05	-
	After	1.36	1.52	1.45	1.29	1.13
HSU#2	Before	1.39	1.50	1.42	1.03	-
	After	1.34	1.45	1.36	1.31	1.11

4.2 개선 후 내구한도 검토

개선품의 내구한도 감소를 확인하기 위해 개선 전·후 응력주기를 Table 7과 같이 설정하였다. 최소응력은 나사 체결력으로 개선 전·후가 동일하다. 하지만 개선 전 최대응력 발생부인 4번 체결나사와 개선 후 최대응력 발생부인 5번 체결나사를 비교하였을 때 1, 2번 HSU 모두 최대응력이 60~80 MPa 감소한 것을 확인할 수 있었다. 이는 체결나사가 5개소로 증가하여 최대응력이 분산되어 최대응력이 감소한 것으로 보인다.

Table 7. Stress type of HSU for Fatigue Analysis Before & After the Improvement (MPa)

Category		σ_{max}	σ_{min}	σ_a	σ_m
HSU#1	Before	851.0	620.8	115.1	735.9
	After	790.3	620.8	84.7	705.6
HSU#2	Before	872.1	620.8	125.6	746.5
	After	790.3	620.8	84.7	705.6

내구한도 값으로 제품 수명의 증감을 나타내기 위해 일반적인 S-N선도의 특징을 이용할 필요가 있다[9]. 일반적인 강(Steel)의 S-N선도는 내구한도와 피로수명이 반비례하는 특징이 있다. 따라서 체결나사의 수명 증가를 위해 내구한도 값을 감소시킬 필요성이 있다. 체결나사 파손의 개선활동 결과로 최대응력과 응력진폭이 감소하였고, 이는 Table 8과 같이 개선 전 4번과 개선 후 5번 체결나사의 내구한도 감소로 이어졌다. 개선 전 4번에 비해 개선 후 5번 체결나사의 내구한도는 1, 2번 HSU 각각 30.4%, 29.1% 감소하였고, 추가 내구도 주행 시험을 완료한 것으로 보아 피로수명이 증가한 것으로 판단된다.

Table 8. HSU Endurance Limit Before & After the Improvement

Category		Endurance (S _e , MPa)
HSU#1	Before	277.9
	After	193.4
HSU#2	Before	309.7
	After	219.7

5. 결론

본 논문에서는 개발시험평가 중 발생한 궤도차량의 HSU 체결나사 파손에 대해 원인분석을 수행하였다.

- 1) 파단면 분석 결과 피로파손의 흔적인 Beach Mark를 확인하여 여유강도 부족에 따른 피로파손으로 판단하였다.
- 2) 무게중심 분석 결과 무게중심은 전방에 집중되어 1, 2번 HSU에 하중이 편중되어 파손 위험성이 가장 높았다.
- 3) 하중 분석 결과 1, 2번 HSU에 단품 설계 한계에 가까운 수직하중이 작용하여 파손 위험성이 높은 것을 확인하였다.
- 4) 구조해석 결과 4개의 체결나사 중 4번 체결나사에 응력이 집중되는 것을 확인할 수 있었다.
- 5) 5번 나사를 체결함으로써 응력을 분산하여 유사계열 장비 HSU와 동등 이상의 안전율을 확보하였고, 내구한도가 약 30% 감소하여 궤도차량 HSU 체결나사의 안정성을 확보하였다.
- 6) 개선 전과 유사한 거리의 추가 내구도 주행시험을

완료하였으며, 개발 후 현재까지 군에서 장비 운용 시 체결나사 파손이 없는 것으로 보아 피로수명이 증가한 것으로 판단된다.

References

- [1] T. Y. Kim, Y. B. Lee, C. H. Lee, J. H. Lee, "Development of a Semi-Active In-Arm Suspension Unit in Tracked Combat", *KSEA 2001 ANNUAL SPRING&AUTUMN CONFERENCE*, The Korean Society Of Automotive Engineers, YONGIN, KOREA, pp.929-934, November 2001.
- [2] Y. I. Shon, S. G. Kim, S. M. Lee, "Control Simulation of 6-Wheeled Vehicle with Active Suspension", *KSEA 2009 ANNUAL SPRING CONFERENCE*, The Korean Society of Automotive Engineers, JEJU, KOREA, pp.750-755, April. 2009.
- [3] Y. J. Ko, S. K. Kim, "Development Method of Active Suspension Unit for Ground Combat Vehicles", *Journal of KSNVE, Vol19*, No.2, pp.18-25, April. 2009.
- [4] H. H. Kim, "A Study on Leakage Mechanism Investigation of Hydraulic Fluid for ISU(In-arm hydropneumatic Suspension Unit)", *The Korean Society of Mechanical Technology*, Vol.20, No.2, pp.246-252, April. 2018. DOI: <https://doi.org/10.17958/ksmt.20.2.201804.246>
- [5] Y. B. Lee, "Characteristics of fatigue behavior and fracture surfaces in butt-welded zone of steel rod", *Journal of The Korean Society of Manufacturing Technology Engineers spring conference*, The Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, Seoul, Korea, pp.185-190, May 2009.
- [6] J. H. Park, Y. H. Shin, J. T. chung, "A Study on Polytropic Parameter of Real gas using Schultz Compressibility Factor", *The Korean Society of Mechanical Engineers Spring Conference on Kangwon Land*, The Korean Society of Mechanical Engineers, Kangwon, Korea, pp.2512-2514, December 2016.
- [7] S. R. Son, B. K. Lee, S. K. Sim "The road roughness based Braking Pressure Calculation System(BPCS) for an Autonomous Vehicle Stability", *Journal of Korea Institute of Information, Electronics and Communication Technology*, Vol13, No5, pp.323-330, Oct. 2020.
- [8] S. H. Yoo, K. W. Kim, D. S. Lee, "Fatigue Life Prediction of Using Modified S-N Curves and Random Strain History", *The Korean Society of Automotive Engineers Spring Conference*, The Korean Society of Automotive Engineers, Jeju, Korea, pp.1320-1325, June 2006.
- [9] J. M. Lee, J. Y. Chung, C. S. Seok, J. I. Song, "Predicting the Fatigue Life of the Tension Bar in a Continuous Ship Unloader", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers-A*, Vol.43, No.4, pp.223-229, April. 2019.

손 민 구(Min-Gu Son)

[정회원]



- 2016년 8월 : 동아대학교 기계공학과 (공학사)
- 2016년 12월 ~ 2018년 8월 : ㈜유니크 품질보증부 기사
- 2019년 8월 ~ 현재 : 국방기술품질원 연구원

<관심분야>

국방, 기계/유압, 품질경영

강 승 주(Seung-Ju Kang)

[정회원]



- 2018년 2월 : 경상대학교 기계공학과 (공학사)
- 2019년 8월 ~ 현재 : 국방기술품질원 연구원

<관심분야>

국방, 기계, 품질경영

김 록 한(Rok-Han Kim)

[정회원]



- 2014년 8월 : 경상대학교 기계공학과 (공학사)
- 2020년 9월 ~ 현재 : 국방기술품질원 연구원

<관심분야>

국방, 기계, 품질경영

장 정 호(Jung-Ho Jang)

[정회원]



- 2004년 2월 : 한양대학교 기계공학
학과 (공학사)
- 2008년 8월 : 한양대학교 기계공
학과 (기계공학석사)
- 2008년 6월 ~ 현재 : 현대로템 기
술연구소 책임연구원

〈관심분야〉

국방, 기계, 현수