

論文

J. of The Korean Society for Aeronautical and Space Sciences 46(12), 994-1003(2018)

DOI:https://doi.org/10.5139/JKSAS.2018.46.12.994

ISSN 1225-1348(print), 2287-6871(online)

파이로테크닉 분리 너트 내부 분할 너트 체결 특성에 대한 틈새의 영향

우정민*, 강다훈*, 최재영*, 김정호*, 조진연**, 장승교***, 양희원****

Effect of Clearance on Clamping Characteristics of Segmented Nuts
in Pyrotechnic Separation NutJeongmin Woo*, Dahoon Kang*, Jaeyoung Choi*, Jeong Ho Kim*, Jin Yeon Cho**,
Seung-gyo Jang*** and Hee Won Yang****Department of Aerospace Engineering, Inha University***
Agency for Defense Development**, Hanwha Corporation****

ABSTRACT

The clamping characteristics of segmented nuts in pyrotechnic separation nut are investigated using finite element analysis. When the segmented nuts are used to clamp objects, a constraint cylinder is necessary to prevent the segmented nuts from spreading out to the radial direction. During the manufacturing process, a clearance is usually introduced between the outer diameter of the segmented nuts and the inner diameter of the constraint cylinder. Therefore to find out the effect of the clearance, proper finite element modeling method is suggested to describe the clamping procedure appropriately. In addition, finite element analysis with the clearance of 0.00, 0.03, 0.06, and 0.10 mm are performed. From the analysis results, the clamping characteristics of segmented nuts are investigated according to the clearance, and several factors which should be considered to design a reliable pyrotechnic separation nut are figured out.

초 록

유한요소 해석을 이용하여 분할 너트를 이용하는 파이로테크닉 분리 너트의 체결부 특성을 파악하였다. 분할 너트를 이용하는 경우, 체결 과정에서 분할 너트가 반경 방향으로 벌어지는 것을 막기 위해 구속해주는 구속원통이 필수적이다. 이때, 제작 과정에서 공차로 인해 분할 너트의 외경과 구속원통 내경 사이에 발생하는 틈새의 영향을 파악하기 위하여 적절한 유한요소 볼트 체결 모델링 기법을 연구하였으며, 틈새가 0.00, 0.03, 0.06, 0.10 mm인 모델을 만들어 해석 결과를 검토하였다. 해석 결과를 통해 너트의 분할 여부 및 틈새 크기에 따라 달라지는 체결부의 특성을 확인하였으며 이로부터 신뢰성 있는 파이로테크닉 분리 너트 설계를 위해 고려해야 할 사항을 파악하였다.

Key Words : PMD(파이로테크닉 장치), Pyrotechnic Separation Nut(파이로테크닉 분리 너트), Segmented nuts(분할 너트), Clamping force(체결력), Clearance(틈새)

† Received : September 11, 2018 Revised : October 25, 2018 Accepted : October 29, 2018

** Corresponding author, E-mail : c jy@inha.ac.kr

I. 서 론

“파이로테크닉”이란 연소하는 화약이 만들어낸 압력으로 작동하는 장치를 의미한다. 폭발볼트, 핀풀러, 분리 너트와 같은 파이로테크닉 분리 장치는 특정 시점에 빠르고 정확하게 물체를 분리하기 위해 사용한다[1]. 이 중에서 분리 너트는 발사, 제어, 구동, 단 분리 등 유도탄과 항공우주산업 분야에서 다양한 용도로 사용되고 있다.

너트와 볼트는 나사산을 이용한 상호작용을 통해 외력이 작용하더라도 이를 이겨내고 체결상태를 유지하는 역할을 한다. 이때 상호작용에 의해 너트 및 볼트에 발생하는 축력을 ‘체결력’이라 부른다. 분리 너트 역시, 분리 시점까지는 물체에 외력이 작용하더라도 체결이 해제되지 않도록 하는 너트로서의 역할을 충실히 수행해야 한다. 본 연구에서 다룰 파이로테크닉 분리 너트는 여러 조각으로 나누어진 분할 너트를 체결에 이용한다. 일반적인 형태의 너트를 사용하는 체결에 대해서는 오래전부터 많은 연구가 수행되어 나사산의 하중 분포[2,3], 나사산 강도의 계산법[4], 진동으로 인한 볼트 풀림[5], 나사산 및 자리면 마찰계수에 따른 볼트 풀림 특성 변화[6] 등과 같이 다양한 연구 결과가 존재하며 이를 바탕으로 너트 및 볼트의 재질, 형태, 최소 체결길이 등에 대한 규격이 정립된 상태이지만 분할 너트에 대해서는 이러한 정보가 충분하지 않다.

분할 너트를 사용하는 경우, 체결 과정에서 너트가 반경 방향으로 벌어지지 않도록 이를 감싸는 구속원통을 함께 사용한다. 따라서 분할 너트와 구속원통이 접촉하여 마찰력이 발생하게 된다. 분할 너트를 반경 방향으로 벌어지게 하여 체결한 물체를 분리하기 위해서는 먼저 구속원통을 움직여 너트에 작용하고 있는 구속을 해제해야 한다. 구속원통을 움직이려면, 구속원통에 작용하는 연소가스 압력이 체결 과정에서 발생한 너트와 구속원통 간의 접촉에 의한 마찰력보다 커져야 한다. 따라서 신뢰성 있는 파이로테크닉 분리 너트를 설계하기 위해서는, 분할 너트와 구속원통 사이에 작용하는 접촉력을 명확히 파악해야 한다. 한편, 부품의 제작 과정에서 분할 너트의 외경과 구속원통의 내경에 공차가 발생하면 두 부품 사이에 틈새가 생기고 이로 인해 체결 특성이 달라질 수 있다. 이에 본 연구에서는 분할 너트의 특성을 반영할 수 있는 체결해석 절차를 수립하고 해석모델을 구성하였다. 그리고 이를 통해 분할 너트와 구속원통 사이의 틈새 크기에 따른 체결특성 변화를 고찰하였다.

II. 본 론

2.1 파이로테크닉 분리 너트

분할 너트를 이용하는 파이로테크닉 분리 너트의 예로 Fig. 1과 같은 경우를 들 수 있다. 구속원통(Constraint cylinder)은 체결 과정에서 분할너트(Segmented nut)가 반경 방향으로 벌어지는 것을 막는 역할을 한다. 특정 시점에 분리가 시작되면, 화약 연소 결과 생성된 고압가스가 확장 챔버(Expansion chamber)로 유입 되어 구속원통, 누름봉(Push rod), 방출핀(Ejector)이 움직이게 된다. 벤트홀(Vent hole)을 통해 확장 챔버로부터 환형 챔버(Annular Chamber)로 유입된 고압가스는 구속원통의 완충 역할을 한다. 구속원통이 운동하여 특정위치에 도달하면 분할 너트와 이격이 생기고, 누름봉과 분할 너트 접촉면에서 발생하는 접촉력이 분할 너트를 반경 방향으로 벌어지게 만든다. 분할 너트가 벌어지면 볼트(Bolt)와의 접촉이 해제되어 볼트가 분리 된다. 방출핀은 볼트의 분리가 잘 이루어지지 않는 경우에 볼트를 밀어내는 역할을 한다[8,9].

2.2 끼워맞춤에 대한 치수공차

공차는 대상형상에 표현된 치수의 허용 오차범위를 의미하는 치수공차와 가공되는 제품 형상의 기하학적 정밀도에 대한 허용 오차 범위를 의미하는 기하공차로 나눌 수 있다[10]. 본 연구에서 다루는 것은 분할 너트 외경과 구속원통 내경의 치수공차이다.

분리 너트의 체결부에서 구속원통의 안쪽을 ‘구멍’, 분할 너트를 ‘축’이라고 지칭할 때, 구멍은 축의 외부에 끼워 맞춰져야 하고, 분리 해제를 위해서는 상대 운동이 가능해야 하므로 두 부품이 끼워졌을 때 틈새가 존재해야 한다. 이러한 상태를 ‘헐거운 끼워 맞춤(Clearance fit)’이라고 정의한다.

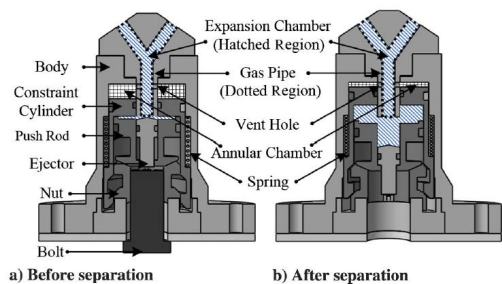


Fig. 1. Shapes of pyroshock-reduced separation nut [7]

Table 1. Preferable fits of the hole-basis system [11]

| Basic Hole | Clearance Fits | | | | | | |
|------------|----------------|-----|-----|----|----|----|-----|
| H6 | | | | | | g5 | h5 |
| H7 | | | | | f6 | g6 | h6 |
| H8 | | | | e7 | f7 | | h7 |
| | | | d8 | e8 | f8 | | h8 |
| H9 | | | d8 | e8 | f8 | | h8 |
| H10 | b9 | c9 | d9 | e9 | | | h9 |
| H11 | b11 | c11 | d10 | | | | h10 |

Table 2. Preferable fits of the shaft-basis system [11]

| Basic Shaft | Clearance Fits | | | | | | |
|-------------|----------------|-----|-----|----|----|----|-----|
| h5 | | | | | | G6 | H6 |
| h6 | | | | | F7 | G7 | H7 |
| h7 | | | | E8 | F8 | | H8 |
| h8 | | | D9 | E9 | F9 | | H9 |
| h9 | | | | E8 | F8 | | H8 |
| | | | D9 | E9 | F9 | | H9 |
| | B11 | C10 | D10 | | | | H10 |

구멍의 위치수 허용차와 아래치수 허용차는 각각 ES, EI로 표기하며 축의 위치수 허용차와 아래치수 허용차는 각각 es, ei로 표기한다. 국제 표준화 기구(ISO)에서는 Table 1, 2와 같이 통용하는 끼워 맞춤 공차에 대한 정보를 제공한다. 공차 정보에서 대문자 알파벳은 구멍의 아래 치수 허용차 EI를 표기하기 위해 사용하며, 소문자 알파벳은 축의 위치수 허용차 es를 표기하기 위해 사용한다. 알파벳 뒤에 적힌 숫자는 ISO에서 정의한 IT 기본 공차의 등급을 의미는 값이다. 공차 등급에 해당하는 공차는 위치수 허용차와 아래치수 허용차의 차이, 즉 ES-EI 또는 es-ei 값을 의미한다[11]. 분할 너트의 외경과 구속원통의 내경이 동일할 때, 이 값과 Table 1, 2에 주어진 조합을 이용하여 계산한 최소 틈새는 0.00 mm, 최대 틈새는 0.42 mm이다. 이 중 틈새가 0.10 mm 이하인 경우가 전체의 약 66 %를 차지한다. 따라서 틈새가 0.00, 0.03, 0.06, 0.10 mm 인 경우에 대하여 체결특성의 변화를 고찰하였다.

2.3 적정 체결력 및 체결토크

체결력이 너무 작은 경우, 체결부는 횡 방향 진동에 취약해져 쉽게 볼트풀림이 발생하고 체결 상태를 유지할 수 없게 된다. 반대로 체결력이 너무 큰 경우에는 체결부에 외력이 작용했을 때

볼트에 과도한 인장력이 작용하여 단면에서 과단이 발생할 수 있다[12]. 따라서 시스템의 운용 환경과 볼트의 물성치를 고려하여 적정 체결력을 결정해야한다.

Eq. (1)을 이용하여 체결력 F 의 상한을 계산할 수 있다. 이 식에서 S_y 는 볼트 재료의 항복응력, A_s 는 볼트 나사부 절단 시 단면적, P 는 운용 환경을 고려하여 선택하는 계수이다.

$$F = (S_y \times A_s) \times P \quad (1)$$

일반너트에서 체결력 F 와 체결토크 T 의 관계는 Eqs. (2), (3)과 같은 이론식을 이용하여 표현 가능하다[13].

$$T = KFd \quad (2)$$

$$K = \left(\frac{d_m}{2d} \right) \left(\frac{\tan \lambda + \mu \sec \alpha}{1 - \mu \tan \lambda \sec \alpha} \right) + \frac{\mu_c d_c}{2d} \quad (3)$$

K 는 Nut factor라고 일컬어지는 값으로 마찰 계수 및 나사산의 형상에 따라 달라진다. 위 식에서 d 는 나사의 외경, d_m 은 나사의 유효지름, λ 는 리드 각, 2α 는 나사산 각도, μ 는 나사산 사이의 마찰계수, μ_c 는 볼트머리와 모재 사이의 마찰 계수, d_c 는 볼트 머리와 모재 접촉부의 평균 직경을 의미한다. 선행 연구에서 분할 너트를 이용한 체결에서도 체결토크와 체결력이 근사적으로 Eqs. (2), (3)과 같은 관계를 만족함을 확인한 바 있다[14]. 따라서 Eqs. (1)-(3)을 이용하여 해석 시 사용할 체결토크와 해당 체결력을 계산할 수 있다.

볼트 재료의 항복 응력이 860 MPa, 모든 접촉면의 마찰계수가 0.3, 나사산의 규격이 M14인 경우, 체결토크가 424,000 N·mm이면 체결력은 약 80758.3 N이 된다. 이 값은 계수 Eq. (1)의 P 값에 0.75를 대입하여 계산한 상한과 유사하다.

2.4 유한요소 해석 모델 구성

분할 너트를 이용하는 체결부의 특성을 파악하기 위하여 피로토크닉 분리 너트의 다른 구성품을 제외하고 구속원통, 분할 너트, 볼트를 모델링하여 유한요소 모델을 구성하였다. 구성된 체결부 모델은 Fig. 2와 같다. Fig. 2(a)에서 확인 가능하듯이, 분할 너트 자리면(Nut bearing surface)은 평평하여 밀판과 모든 면이 접촉한다. 밀판의 돌출부는 각 분할 너트 사이에 위치하며 분할 너트 옆면과 접촉하고 있다. Fig. 2(b)는 점선으로 표시한 부분에서 바라본 나사산의 모양을 보여준다.

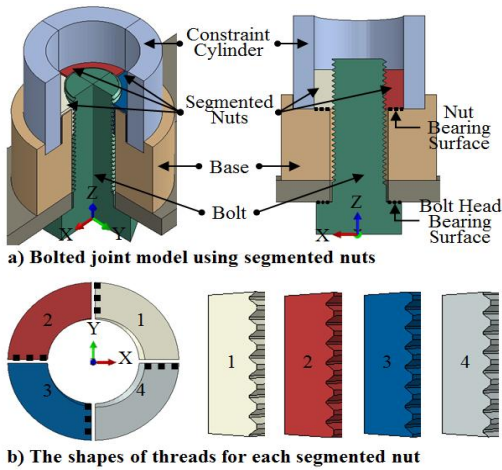


Fig. 2. The detailed view of the bolted joint model

너트에 부여한 숫자는 편의상 너트를 구분하기 위하여 붙인 것이다. 실제 체결과정과 동일하게 볼트에 토크를 가하는 방식으로 체결하기 위하여 나사산을 나선형으로 모델링 하였으므로 4개의 분할 너트는 조금씩 이동된 형태의 나사산을 가지고 있다.

너트가 분할되지 않은 경우에는 구속원통과 밑판의 돌출부가 필요하지 않으므로 이 부분을 생략하고 모델링한다.

해석은 두개의 과정으로 나누어 수행하였다. 첫 번째 과정은 볼트에 가하는 체결토크를 $0\text{ N}\cdot\text{mm}$ 부터 $424,000\text{ N}\cdot\text{mm}$ 까지 높이며 체결을 하는 과정이고, 두 번째 과정은 체결토크를 다시 $0\text{ N}\cdot\text{mm}$ 로 만들어 체결을 마무리하는 과정이다.

모든 접촉면의 마찰계수는 0.3으로 가정하였으며, 면대면 접촉으로 모델링하였다. 나사산에서 높은 응력이 발생할 것을 대비하여 재료의 소성영역까지 고려하였다.

유한요소 해석은 상용 소프트웨어인 ABAQUS의 6.10-1 버전을 이용하여 수행하였다.

2.5 해석 결과

2.5.1 체결 방법에 따른 분할 너트의 거동 변화

ABAQUS에서 제공하는 'Bolt load' 기능을 이용하면 간단하게 체결력을 만들어낼 수 있다. Bolt load 기능을 사용해 면을 선택한 후 목표 체결력을 입력하면, 선택한 면을 포함하는 부품을 인장 또는 압축하는 방식으로 입력한 체결력을 만들어낸다. 그러나 본 연구에서는 나사산을 모델링한 후, 볼트에 체결토크를 가하여 체결하는 방법을 사용하였다.



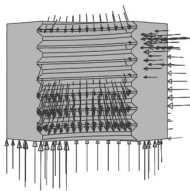
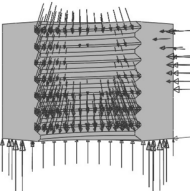
Table 3. Behavior of segmented nuts after clamping

| XZ Surface | XY Surface |
|--------------------------------|------------|
| Applying Torque, 0.00 mm | |
| Applying Torque, 0.10 mm | |
| Using 'Bolt Load', 0.10 mm | |

Table 3은 볼트에 체결토크를 가하여 체결하였을 때와 Bolt load 기능을 이용하여 체결하였을 때 분할 너트의 거동을 과장하여 도시한 것이다. 이때, 모든 케이스에 대하여 같은 크기의 Deformation scale factor를 사용하였다. 그림에 표시되어있는 빨간색 굵은 실선은 체결이 시작되기 전 너트의 초기 위치를 표시한 것이다. 모든 케이스에서 공통적으로 너트 자리면에 가까운 쪽, 즉 그림에서 아래쪽이 반경방향으로 더 많이 이동하며 너트가 벌어진다. 그러나 Bolt load 기능을 이용해 체결한 경우에는 분할 너트가 처음과 비슷한 위치를 유지하고 있으며 구속원통에 접촉하지 않는 반면, 체결토크를 가한 경우에는 분할 너트가 반경방향으로 끝까지 밀려나 구속원통과 접촉하게 된다. 또한, 볼트에 체결토크를 가하여 돌리고 있으므로, 나사산에서 발생하는 마찰로 인해 분할 너트 역시 원주 방향으로 움직이게 된다. 틈새가 있는 경우, 너트가 반경방향으로 밀려나는 과정에서 너트의 옆면과 접촉하고 있던 밑판 돌출부와 이격이 발생하기 때문에 너트가 원주 방향으로 더 많이 이동할 수 있게 된다.

Table 4의 세 번째 행에 나열한 그림에서 검정색 영역은 분할 너트의 바깥쪽 면에서 5 N 이상의 접촉력이 작용하는 부분을 의미한다. 접촉력이 모든 면에 고르게 분포하지 않고 볼트의 회전 방향을 따라 한쪽 절단부로 집중되었으며, 틈

Table 4. Contact force acting on the threaded side and the outer side of segmented nut

| | Clearance [mm] | |
|---------------|---|---|
| | 0.00 | 0.10 |
| Outer Side |  <Location of Base> |  <Location of Base> |
| Threaded Side |  <Location of Base> |  <Location of Base> |

새가 커질수록 좁은 면적에 작용하는 것을 확인할 수 있다.

틈새가 커짐에 따라 달라지는 볼트와 너트의 나사산 접촉 면적, 너트와 구속원통 접촉부의 면적은 Table 5에 나열한 것과 같다. 너트를 분할할 때, 밀판의 돌출부가 분할 너트 사이에 들어갈 수 있도록 분할 너트를 조금씩 잘라냈으므로 틈새가 0.00 mm인 경우에도 분할하지 않은 너트보다 나사산의 접촉 면적이 작다. 그리고 틈새가 클수록 체결 과정에서 너트가 반경방향으로 더 많이 밀려나므로 나사산의 접촉 면적은 작아진다. 또한, 틈새가 있는 경우에는 분할 너트의 외경과 구속원통의 내경이 다르기 때문에 곡률차가 생겨 너트와 구속원통의 접촉 면적이 작아진다.

Table 4의 네 번째 행에 나열한 그림에서 화살표는 분할 너트에 작용하는 접촉력을 벡터로 도시한 것이다. 두 그림에서 도시한 접촉력의 크기는 50 N 이상, 150 N 이하이며, 화살표의 길

Table 5. Change in contact area

| Clearance [mm] | Among Threads [mm ²] | Between Nut and Constraint Cylinder [mm ²] |
|----------------|----------------------------------|--|
| Unsegmented | 259.82 | - |
| 0.00 | 253.39 | 368.99 |
| 0.03 | 232.67 | 264.43 |
| 0.06 | 220.10 | 255.00 |
| 0.10 | 202.10 | 230.46 |

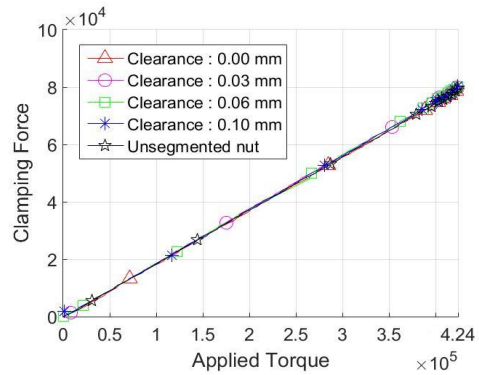


Fig. 3. Clamping force corresponding to applied torque

이는 접촉력의 크기에 비례한다. 틈새가 0.00 mm인 경우에는 나사산에 작용하는 접촉력이 원주방향으로 고르게 분포하는데 반해 틈새가 0.10 mm인 경우에는 나사산의 절단부에 가까운 쪽에 접촉력이 집중되는 것을 확인할 수 있다.

너트의 거동 차이는 너트에 작용하는 외력과 그로인한 응력의 차이를 야기한다. 분할 너트를 이용하는 체결부를 해석할 때 Bolt load 기능을 이용하면 모델링이 훨씬 간단해지지만, 앞서 Table 3을 이용하여 설명한 바와 같이 체결 과정에서 인한 분할너트의 운동이 반영되지 않으므로 실제와 차이가 큰 결과가 도출될 수 있다. 따라서 나사산을 나선형으로 모델링한 후, 볼트 머리에 체결토크를 가하여 체결하는 방식을 이용해야 한다.

2.5.2 동일 체결토크에 대한 체결력의 크기

체결력은 볼트 머리와 모재 사이에 작용하는 Z축 방향 접촉력, 또는 나사산에 작용하는 Z축 방향 접촉력을 합산하여 도출할 수 있다.

체결토크의 최종 값이 424,000 N·mm로 동일할 때, 체결토크의 증가에 따른 체결력의 변화는 Fig. 3과 같다. 너트의 분할 여부, 틈새의 크기와 관계없이 체결토크와 축력의 관계가 선형적으로 비례하고 그 기울기가 거의 동일함을 확인할 수 있다.

체결이 끝나 체결토크가 더 이상 가해지고 있지 않을 때, 각 케이스의 최종 체결력은 Table 6에 나열한 것과 같다. 이론식으로 계산한 체결력 80758.3 N에 대한 백분율을 확인해 보면, 유한요소 해석 결과 도출한 체결력이 이론식으로 계산한 값과 유사함을 확인할 수 있다. 분할 너트의 경우, 그 차이가 크지는 않지만 틈새가 커짐에 따라 소폭 증가하는 경향이 있다.

Table 6. Clamping force after clamping

| Clearance [mm] | Clamping Force [N] |
|----------------|--------------------|
| Unsegmented | 78839.5 (97.62 %) |
| 0.00 | 78255.0 (96.90 %) |
| 0.03 | 79561.2 (98.52 %) |
| 0.06 | 79770.8 (98.78 %) |
| 0.10 | 79921.5 (98.96 %) |

2.5.3 너트 응력 분포

Table 7은 체결이 끝나 더 이상 체결 토크가 가해지고 있지 않을 때, 체결력으로 인해 너트 나사산에 작용하는 모멘트에 대응하여 발생하는 상쇄모멘트의 크기와 비율을 보여준다. 너트가 분할되어있지 않은 경우에는 너트와 밀판의 접촉면에서 모든 모멘트를 상쇄한다. 그러나 분할 너트의 경우 너트와 구속원통의 접촉면에서 큰 비중의 모멘트를 상쇄하며, 틈새가 커질수록 그 비율도 커짐을 알 수 있다. 이는, 너트의 분할로 인해 너트에 작용하는 힘의 크기 및 방향이 달라졌으며, 틈새의 크기에 따라 그 비중 역시 달라짐을 시사한다. 이는 너트의 응력분포를 통해서도 확인할 수 있다.

Table 8의 두 번째 열은 너트 바깥쪽면의 Von Mises 유효응력 분포를 보여준다. 너트가 분할되지 않은 경우, 너트에 작용하는 응력은 원주 방향으로 균일하다. 그러나 너트가 분할된 경우에는 틈새가 커질수록 이러한 경향이 사라지며 너트 하단의 절단부 쪽에 응력이 집중되는 것을 확

Table 7. Counterbalance moments acting on the nut corresponding to the moment among threads after clamping

| Clearance [mm] | Between Nut and Base [N • mm] | Between Nut and Constraint Cylinder [N • mm] |
|----------------|-------------------------------|--|
| Unsegmented | 204331 (100.00 %) | - |
| 0.00 | 156334 (77.56 %) | 45230 (22.44 %) |
| 0.03 | 152264 (76.10 %) | 47825 (23.90 %) |
| 0.06 | 149375 (75.08 %) | 49582 (24.92 %) |
| 0.10 | 145543 (72.55 %) | 55062 (27.45 %) |

인할 수 있다. 왼쪽 하단부의 응력은 너트와 구속원통 사이 접촉력으로 인해 높아진다. 앞서 언급한바와 같이 너트가 볼트를 따라 원주방향으로 회전하기 때문에 Table 4의 세 번째 행에 제시한 것과 같이 접촉력이 작용하는 부분이 한쪽 절단부로 집중되기 때문이다.

Table 8의 세 번째 열은 너트 나사산 쪽의 Von Mises 유효응력 분포를 보여준다. 먼저 Z축 방향으로의 응력 변화를 살펴보면 공통적으로 너트 자리면에 가까운 나사산, 즉 그림에서 아래쪽 나사산에 높은 응력이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이것은 너트 자리면 쪽 나사산에 더 많은 하중이 분포하기 때문이다[2,3]. Table 3에서 체

Table 8. Von mises stress distribution on the nut

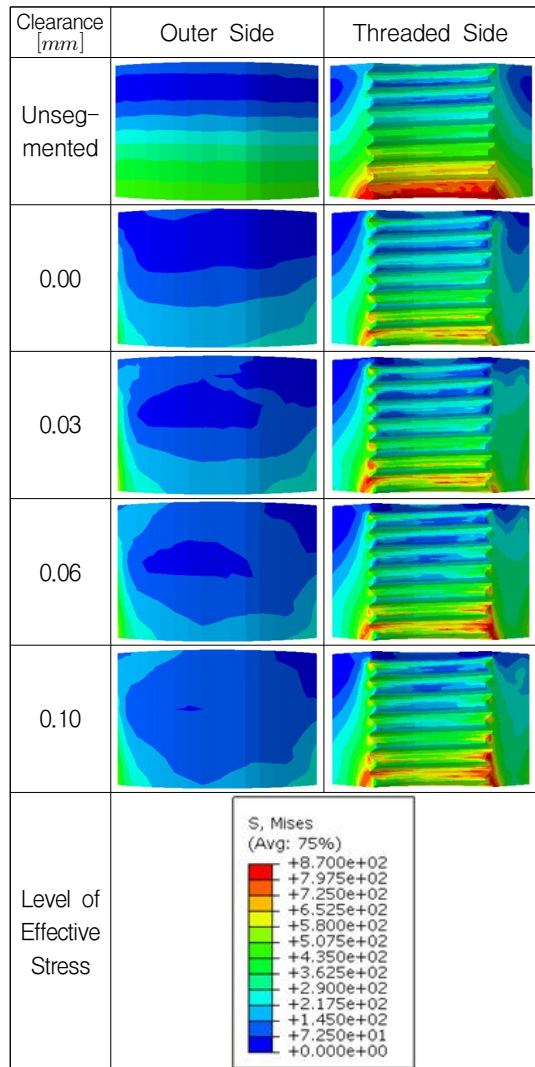


Table 9. Stress distribution on the thread of the nut

| Clearance [mm] | Von Mises Stress | Shear Stress (S13) |
|---------------------------|---|--|
| Unsegmented | | |
| 0.00 | | |
| 0.03 | | |
| 0.06 | | |
| 0.10 | | |
| Level of Effective Stress | <p>S, Mises (Avg: 75%)</p> <ul style="list-style-type: none"> Red: +8.700e+02 Orange: +7.975e+02 Yellow-Orange: +7.250e+02 Yellow: +6.525e+02 Yellow-Green: +5.800e+02 Green: +5.075e+02 Light Green: +4.350e+02 Green-Cyan: +3.625e+02 Cyan: +2.900e+02 Light Blue: +2.175e+02 Blue: +1.450e+02 Dark Blue: +7.250e+01 Black: +0.000e+00 | <p>S, S13 (CSYS-1) (Avg: 75%)</p> <ul style="list-style-type: none"> Red: +4.400e+02 Orange: +4.033e+02 Yellow-Orange: +3.667e+02 Yellow: +3.300e+02 Yellow-Green: +2.933e+02 Green: +2.567e+02 Light Green: +2.200e+02 Green-Cyan: +1.833e+02 Cyan: +1.467e+02 Light Blue: +1.100e+02 Blue: +7.333e+01 Dark Blue: +3.667e+01 Black: +0.000e+00 Negative value |

결 방식과 상관없이 모든 케이스에서 분할 너트의 아래쪽이 반경방향으로 더 많이 벌어진 현상 역시 같은 이유로 설명 가능하다.

Table 9는 나사산에 작용하는 Von Mises 유효 응력 분포와 축 방향 전단 응력의 분포를 비교하여 보여준다. 이때, 축 방향 전단 응력은 r, θ, z 를 각각 1, 2, 3으로 표현하는 원통좌표계를 이용하여 표시하였다. 틈새가 0.03 mm 이하인 경우에는 왼쪽의 절단부 쪽 나사산에서, 틈새가 더 큰 경우에는 모든 절단부 쪽 나사산에서 높은 축 방향 전단 응력이 발생한다. 이는 틈새가 커질수록, Table 5에 제시한 것과 같이 나사산의

접촉 면적이 감소하며, Table 4에서 살펴본 것과 같이 나사산에 작용하는 접촉력이 절단부 쪽으로 집중되기 때문이다. 너트 분할 시 밀핀 돌출부와의 접촉을 위하여 너트의 일부를 잘라낸 것 역시 나사산의 접촉 면적을 줄이는 역할을 하므로 나사산의 축 방향 전단 응력 증가에 기여한다. Table 9에서 틈새가 0.00 mm인 경우와 일반 너트의 경우를 비교해 보면, 분할 너트의 나사산에서 더 높은 축 방향 전단 응력이 발생함을 확인할 수 있다.

볼트와 너트 나사산의 접촉 면적이 작아지면 그만큼 축 방향 전단하중에 대응하는 면적 역시 작아지므로 스트리핑이 발생할 위험이 높아진다. 나사산의 스트리핑은 볼트의 파단과 마찬가지로 체결력의 손실을 야기하지만 발견이 더 어렵다. 규격에 부합하는 일반적인 너트와 볼트를 사용하는 경우에는 이미 충분한 연구가 이루어졌으므로 스트리핑에 대하여 따로 고려하지 않아도 되지만, 지금과 같이 특수한 너트를 설계하는 경우에는 스트리핑의 발생 여부도 확인해야 한다[7].

앞서 언급한 여러 가지 요소들로 인해, 너트가 분할되지 않은 경우에는 너트의 절단면 양쪽에서 응력 분포가 거의 동일하지만 분할 너트의 양쪽 절단면에서는 응력 분포가 확연히 다름을 확인할 수 있다.

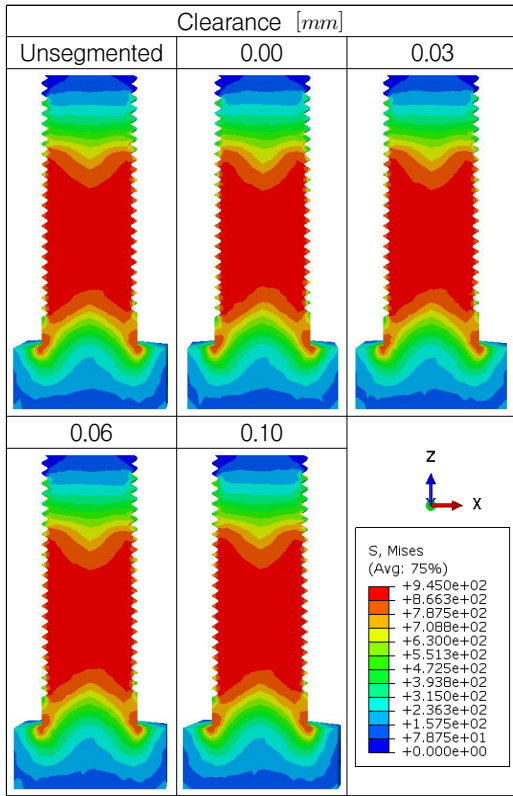
2.5.4 볼트 응력 분포

424,000 N·mm의 체결토크가 일정하게 볼트 머리에 가해지고 있을 때, 이 체결토크는 볼트머리와 모재사이에서 발생하는 모멘트, 볼트와 너트 나사산 사이에서 발생하는 모멘트에 의해 상쇄된다. Table 10은 볼트에서 발생하는 상쇄 모멘트의 비율을 보여준다. 모든 케이스에서 두 상쇄 모멘트의 비율이 유사하며, 볼트 단면의 Von Mises 유효응력 분포 역시 Table 11에 나열한 것과 같

Table 10. Percentages of counterbalance moments acting on the bolt corresponding to the applied torque

| Clearance [mm] | Bolt Head Bearing Surface | Threads |
|----------------|---------------------------|---------|
| Unsegmented | 49.95 % | 50.05 % |
| 0.00 | 50.63 % | 49.37 % |
| 0.03 | 51.09 % | 48.91 % |
| 0.06 | 51.41 % | 48.59 % |
| 0.10 | 50.99 % | 49.01 % |

Table 11. Von mises stress distribution in the cross section of the bolt



이 거의 비슷하다. 이로부터 너트의 분할 여부 및 틈새의 크기와 무관하게, 볼트에는 유사한 형태의 하중이 작용하고 있다고 판단할 수 있다.

2.5.5 분할 너트와 구속원통 접촉면의 마찰력

분할 너트와 구속원통의 접촉면에서 생기는 하중은 구속원통의 운동을 방해하는 마찰력을 만들어 낸다. 구속원통에 작용하는 압력이 이 마찰력보다 커질 때 구속원통이 운동하기 시작하여 분리과정이 시작될 수 있으므로, 파이로테크닉 분리 너트의 성능 예측을 위해서는 이 접촉력의 크기를 확실히 알아야 한다.

Table 12는 너트와 구속원통의 접촉면에서 발생하는 마찰력의 크기를 보여준다. 백분율은 틈새가 0.00 mm인 경우의 마찰력을 기준으로 계산한 것이다. 마찰력은 분할 너트와 구속원통의 접촉면에 작용하는 반경 방향 하중을 합산한 후, 모델링에 사용한 마찰계수 0.3을 곱하여 계산하였다. 체결토크의 크기가 동일할 때 틈새가 커질수록 Table 6과 같이 체결력의 크기가 증가하는 반면, 너트와 구속원통의 접촉면에서 발생하는 마찰력의 크기는 감소한다. 이는 앞서 Table 4의

Table 12. Change in friction force between outer side of the segmented nuts and inner side of the constraint cylinder

| Clearance [mm] | Friction Force [N] |
|----------------|---------------------|
| 0.00 | 10831.18 (100.00 %) |
| 0.03 | 10100.81 (93.26 %) |
| 0.06 | 9934.93 (91.73 %) |
| 0.10 | 9736.25 (89.89 %) |

네 번째 행에 삽입한 그림과 같이 틈새가 커짐에 따라 나사산에 작용하는 접촉력이 절단부에 가까운 쪽으로 집중되기 때문이다.

이를 설명하기 위해, 나사산의 접촉력 분포 상태를 고려하여 분할 너트의 나사산에 작용하는 하중의 형태를 두 가지로 나누어 생각해본다. 첫 번째로는 틈새가 없는 경우를 모사하기 위하여 Fig. 4의 첫 번째 그림과 같이 나사산에서 반경이 r 인 위치에 크기가 일정한 단위 길이 당 접촉력 f 가 작용한다고 가정한다. 이를 식으로 표현하면 Eq. (4)와 같다. 두 번째로는 틈새가 있는 경우를 모사하기 위하여 Fig. 4의 두 번째 그림과 같이 절단부 쪽 나사산에만 접촉력 P_1 과 P_2 가 작용한다고 가정한다. 이를 식으로 표현하면 Eq. (5)와 같다. 이때, 계산의 편의를 위하여 분할 너트에서 밀판 돌출부의 너비만큼 잘려나간 부분은 무시하고, 분할 너트의 절단부가 분할 너트 외경이 만드는 원의 중심을 지나는 선 위에 놓여있다고 가정한다.

$$f_N = f_R + f_Z \text{ where, } \begin{cases} f_R = f \cos \theta e_1 + f \sin \theta e_2 \\ f_Z = - \| f_R \| \tan \alpha e_3 \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} P_{N1} = P_{R1} + P_{Z1} = P e_1 - P \tan \alpha e_3 \\ P_{N2} = P_{R2} + P_{Z2} = P e_2 - P \tan \alpha e_3 \end{cases} \quad (5)$$

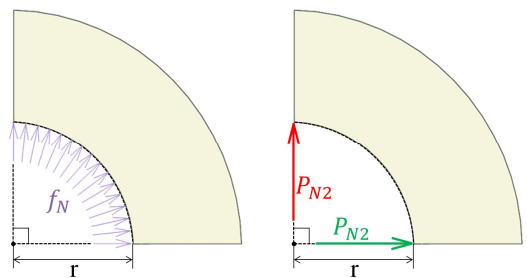


Fig. 4. Hypothetical load distribution on the thread of a segmented nut

나사산면에 수직하게 F_N 의 하중이 작용하고 있을 때, 이 힘의 축 방향 성분 F_Z 와 반경 방향 성분 F_R 은 근사적로 Fig. 5에 도시한 것과 같은 관계를 갖는다. Eqs. (4), (5)에서 Z축 방향 하중의 크기는 이와 같은 관계를 이용하여 유도한 것이다. 유한요소 해석 결과, 틈새의 크기가 달라져도 체결력의 크기가 유사하였으므로 두 경우에서 체결력이 동일하다고 가정한다. 나사산에 작용하는 Z축 방향 하중의 크기를 합산한 값이 바로 체결력이므로 이를 이용하여 Eq. (6)과 같이 P 와 f 의 관계식을 도출할 수 있다.

$$\|P_{1Z}\| + \|P_{2Z}\| = \int_0^{\pi/2} \|f_Z\| r d\theta \quad (6)$$

$$P = \frac{\pi}{4} fr$$

나사산에 작용하는 반경 방향 합력은 나사산 위 모든 곳에 작용하는 반경 방향 하중벡터를 합산하여 Eqs. (7), (8)과 같이 계산 가능하다.

$$\sum f_R = \int_0^{\pi/2} (f \cos\theta e_1 + f \sin\theta e_2) r d\theta \quad (7)$$

$$= fr(e_1 + e_2)$$

$$\sum P_R = P_{1R} + P_{2R} = P(e_1 + e_2) \quad (8)$$

P 와 f 의 관계식인 Eq. (6)을 이용하면 Eq. (9)와 같이 두 힘 Σf_R 과 ΣP_R 의 크기를 비교할 수 있다.

$$\|\Sigma f_R\| = \sqrt{2} fr > \|\Sigma P_R\| = \frac{\sqrt{2}\pi}{4} fr \quad (9)$$

즉, 체결력의 크기가 동일할 때 접촉력이 나사산에 고르게 분포되어있지 않고 나사산의 절단부로 집중되면, 나사산에 작용하는 반경 방향 합력의 크기가 더 작다.

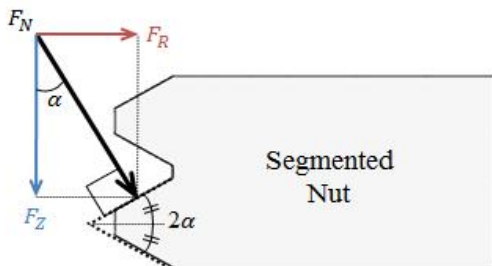


Fig. 5. Decomposition of the normal force acting on the surface of thread

Eq. (7)의 적분 범위를 조절하여 분할 너트와 구속원통의 접촉면에 작용하는 접촉력을 간략히 계산 해 볼 수 있다. 틈새가 0.00 mm인 경우에는 Fig. 4의 첫 번째 그림과 같이 원주방향으로 나사산에 힘이 고르게 분포하고, 틈새가 커질수록 각 분할 너트의 중앙인 $\pi/4$ 를 중심으로 각도 $\pm \Delta\theta$ 만큼 접촉력이 작용하지 않는다고 가정한다. 또한 Z축 방향 접촉력 분포의 변화도 무시하고 모든 나사산에 작용하는 접촉력의 분포는 동일하다고 가정한다. 마지막으로 앞서 가정한 것과 같이 분할 너트의 절단부가 분할 너트 외경이 만드는 원의 중심을 지나는 선 위에 놓여있다고 가정한다. Table 12에 나열한 백분율과 같이, 하중의 비율을 고려하면 f 와 r 값을 무시하고도 $\Delta\theta$ 를 계산할 수 있다. 틈새가 0.03, 0.06, 0.10 mm인 경우에 대하여 $\Delta\theta$ 는 각각 2.73°, 3.35°, 4.1°이다. 즉, 각 분할 너트의 중심에서 5.46°, 6.7°, 8.2°만큼은 접촉력이 작용하지 않는 경우와 같다.

제작 과정에서 분할 너트와 구속원통 사이에 발생하는 틈새의 크기는 예측이 불가능하므로, 파이로테크닉 분리 너트의 신뢰성 있는 설계를 위해서는 틈새가 0.00 mm인 경우를 기준으로 삼아 너트와 구속원통 사이에서 발생하는 마찰력을 보수적으로 고려해야 한다. 그리고 틈새의 크기에 따라 횡방향 진동에 의한 볼트 풀림 경향이 달라지므로 이에 대한 방지 또한 필요하다[15].

III. 결 론

분할 너트를 이용하는 파이로테크닉 분리 너트 체결부의 특성을 파악하기 위해 유한요소 해석을 수행하였다. 분할 너트를 이용하는 경우 체결 과정에서 분할 너트가 반경 방향으로 벌어지는 것을 막는 구속원통이 반드시 필요하므로, 구속원통, 분할 너트, 밀판, 볼트로 구성된 체결부 유한요소 모델을 구성하였다. 이때 제작과정에서 분할 너트와 구속원통 사이에 발생하는 틈새의 영향을 파악하기 위하여 틈새가 0.00, 0.03, 0.06, 0.10 mm와 같이 달라질 때 체결부의 특성이 어떻게 달라지는지 파악하였다.

볼트 체결 방식을 두 가지 방법으로 모델링하여 어떤 방법이 분할 너트를 이용한 체결부의 해석에 적합한지 확인하였다. 분할 너트의 해석을 위해서는 모델링이 어렵더라도 반드시 나선형으로 나사산을 만든 후 볼트에 체결토크를 가하는 방식으로 체결해야 체결과정에서 분할 너트의 거동과 이로 인한 영향을 정확히 확인할 수 있다.

해석 결과, 볼트의 경우에는 너트의 분할 여부

및 틈새의 크기와 상관없이 작용하는 하중과 단면 응력 분포가 유사하였다. 그러나 너트의 경우에는 응력 분포에서 많은 차이를 보였다. 체결 과정에서 분할 너트는 반경 방향으로 밀려나며 볼트의 회전 방향으로 회전하는데, 이로 인해 나사산 접촉 면적이 감소하며 일반적인 너트와는 다른 응력 분포를 보였다.

이러한 현상은 분할 너트 나사산의 축 방향 전단 응력을 높이는데 일조하며 스트리핑의 발생 가능성을 높였다. 따라서 체결에 분할 너트를 이용하는 경우에는 운용 중 스트리핑의 발생 가능성도 검토해야 함을 알 수 있었다. 또한, 체결토 크가 동일할 때 틈새가 커지면 체결력의 크기는 소폭 증가하는데 반해, 분할 너트와 구속원통 사이에서 발생하는 마찰력의 크기는 오히려 감소하였다. 구속원통이 운동을 시작하기 위해서는 구속원통에 작용하는 연소가스 압력이 접촉력으로 인한 마찰력보다 더 커야 한다. 그러나 제작 과정에서 생기는 틈새의 크기는 예측이 불가능하므로 파이로테크닉 분리 너트의 신뢰성 있는 설계를 위해서는 틈새가 0.00 mm인 경우를 기준으로 삼아 구속원통에 작용하는 마찰력의 크기를 보수적으로 고려해야 함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 ‘유도탄용 고성능 PMD 기술’ 사업의 일환으로 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 수행되었습니다.

References

- 1) Brauer, K. O., *Handbook of Pyrotechnics*, Chemical Publishing Co., New York, 1974.
- 2) Kenny, B., and Patterson, E. A., "Load and Stress Distribution in Screw Threads," *Experimental Mechanics*, Vol. 25, No. 3, 1985, pp.208-213.
- 3) Chen, J. J., and Shih, Y. S., "A Study of the Helical Effect on the Thread Connection by Three Dimensional Finite Element Analysis," *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 191, No. 2, 1999, pp.109-116.
- 4) Alexander, E. M. "Design and Strength of Screw Threads," *Transactions of Conference on Metric Mechanical Fasteners*, 1975, pp. 73-84.
- 5) Junker, G. H., "New Criteria for Self-

Loosening of Fasteners Under Vibration," *SAE Transactions*, 1969, pp.314-335.

6) Housari, B. A., and Nassar, S. A., "Effect of Thread and Bearing Friction Coefficients on the Vibration-Induced Loosening of Threaded Fasteners," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 129, No. 4, 2007, pp.484-494.

7) Woo, J. M., Cha, S. W., Cho, J. Y., Kim, J. H., Roh, T. S., Jang, S. G., Lee, H. N., and Yang, H. W., "Prediction of Pyroshock-Reduced Separation Nut Behaviors," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 34, No. 5, 2018, pp.1240-1255.

8) Forsys, C., and Jeanneau, O., U.S. Patent Application for a "Pyroalliance", No. US09801713, filed 9 March 2001.

9) Woo, J. M., Jang, J. S., Cho, J. Y., Kim, J. H., Roh, T. S., and Yang, H. W., "Design Concept of Pyrotechnic Separation Nut," *Proceeding of the 2015 Korean Society of Propulsion Engineers Spring Conference*, 2015, pp.377-381.

10) Eum, K. H., Lee, T. M., Ahn, S. H., and Kang, M. J., "Tolerance Processing in STEP-Case Study," *Proceeding of the 2010 Korean Society for Precision Engineering Fall Conference*, 2010, pp.485-486.

11) ISO 286, *Geometrical Product Specifications (GPS) - ISO Code System for Tolerances on Linear Sizes*, 2010.

12) Bickford, J. H., *Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints : Non-gasketed Joints*, 4th ed., CRC press, New York, 2008.

13) Budynas, R. G., and Nisbett, J. K., *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 9th ed., McGraw-Hill, New York, 2011.

14) Kang, D. H., "A Study on the Nut Factor of Segmented Nuts in the Pyro Separation Nut," *Master's Thesis*, Inha University, Incheon, Republic of Korea, 54 pages.

15) Choi, J. Y., Woo, J. M., Kang, D. H., Kim, J. H., Cho, J. Y., Jang, S. G., and Yang, H. W., "Bolt Loosening Analysis under Transverse Vibration for Design of Reliable Pyrotechnic Separation Nut," *Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences*, Vol. 46, No. 12, 2018, pp.1004-1011.