

완충시스템을 장착한 고충격 발생기구의 동특성 해석 및 실험

Dynamic Analysis and Experiments of High Impulsive Force Device with Isolation System

박문선¹, 강태호¹, 변영섭², 송준범², 구태완³, 강범수³
Moon-Sun Park¹, Tae-Ho Kang¹, Young-Seop Byun², Joon-Beom Song², Tae-Wan Ku³
and Beom-Soo Kang³

1 S&T 대우 기술연구소(R&D Center, S&T Daewoo)

2 부산대학교 항공우주공학과 대학원(Department of Aerospace Engineering, Pusan National Univ.)

3 부산대학교 항공우주공학과(Department of Aerospace Engineering, Pusan National Univ.)

✉ Corresponding author: bskang@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2310

Manuscript received: 2008.4.23 / Revised: 2008.8.7 / Accepted: 2008.8.11

The aim of this study is to obtain the useful design guideline for high impulsive force device with an isolation system by the analytic approach of dynamics characteristics. In this study, the high impulsive force system was modeled and analyzed in view of multi-body dynamics, and verified the modeling and analysis result by the experiment of the high impulsive force device. Additionally, the dynamic analysis was performed for the isolation system with the selected coefficients of elastic spring and damper selected. Experimental result for the high impulsive force device with the isolation system was compared and analyzed. From the result, it was confirmed that the design guideline for the isolation system of the high impulsive force device was useful.

Key Words: Isolation System (완충시스템), Impulsive Force(충격력), Recoil Force (반동력), Multi-Body Dynamics (다물체 동역학), Dynamic Analysis (동특성 해석)

1. 서론

일반적으로 큰 충격력(impulsive force)을 받는 구조물의 전체 시스템을 안정시키기 위해서는 해당 시스템이 지탱할 수 있는 수준 이하로의 충격 저감이 필수 조건이기 때문에, 충격 감소를 위한 다양한 형태의 완충시스템(isolation system)에 대한 연구가 여러 분야에서 진행 및 적용되고 있다.¹⁻⁴

최근 군사용 목적으로 사용되는 화기의 운용에 있어서 인간공학적인 요소(화기의 사격시 발생하는 소음, 진동 및 충격 등)들에 대한 반영 요구가 두드러지고 있는 추세이며, 이러한 인간공학적

혹은 운용환경적인 문제들을 해결하기 위한 방안이 적극적으로 모색되고 있다.⁵

특히, 고속 발사기구와 같은 순간적인 충격으로 물체(본 연구에서는 탄환을 의미함)를 발사시키도록 설계·제작된 발사기구류에 있어서 지지부에 전달되는 충격은 더욱 중요한 문제가 되고 있다.⁶ 고속 발사기구의 사격 시 발생하는 큰 반동력(recoil force)과 진동으로 인해 연발 사격시 목표물에 대한 정확한 조준 및 타격이 힘들고, 구조적 안전성 유지를 위한 마운트의 중량 증가 등의 요인으로 인해 헬리콥터와 같은 항공기 및 야전용 특수 차량에 장착하여 운용하는 경우에 있어서 많

은 어려움이 산재해 있다. 또한, 고속 발사기구를 운용하는 운용자에게 있어서 충격과 진동에 대한 노출로 인해 인체에 심각한 문제를 유발시킬 수 있는 잠재성을 지니고 있다.⁷

군사적 목적에 의한 화기(gun)의 성능 향상은 운동역학적으로 큰 충격력을 발생시키는 역기능이 존재하며, 이로 인해 조준 안정성 등에 심각한 영향을 주는 문제가 발생할 수 있다. 그러므로 성능 향상으로 유발되는 충격력의 전달 특성을 고려하여 지지부에 전달되는 충격력을 감소시킬 수 있는 완충 방안에 대한 연구가 필요하며, 동시에 이러한 문제를 해결하기 위한 고속 발사기구용 완충시스템의 개발이 요구되고 있다. 완충시스템에 대한 연구로서 소형 화기인 권총의 최대 반동력을 측정하여 반동력 감소를 위한 구조 설계 방안에 대한 연구,⁸ 고충격 발생기구-인체로 구성된 완충시스템 모델을 기반으로한 완충기 파라미터의 최적화에 대한 연구,⁹ 충돌 물체간의 접촉력을 Hertz 힘-변위 법칙과 선형감쇠함수를 이용한 충돌 해석,¹⁰ 그리고 복합 메커니즘을 갖는 고충격 발생기구에 있어서 이중 충격력에 대한 완충기 파라미터 선정 방안에 대한 연구⁶ 등이 제시되기도 하였다.

본 연구에서는 고속 발사기구의 운용에 의해 발생하는 높은 수준의 충격력을 감소시켜 운용자에게 보다 안전하고 안정적이며, 동시에 효율적인 성능을 구현할 수 있도록 하는 완충시스템에 대한 연구를 수행하고자 하였다. 본 연구에서는 현재 군사용으로 사용되고 있는 고속 발사기구 중의 하나인 40mm 탄환을 사용하면서 장약의 폭발력으로 발생하는 에너지를 동력으로 2,000m의 사거리와 분당 약 375 발의 발사 속도를 가지는 화기를 연구 대상 시스템으로 선정하였다. 또한, 운동역학적 특성 및 충격력의 발생 메커니즘을 범용 다물체 동역학 해석 프로그램인 MSC/ADAMS 를 이용하여 높은 수준의 충격을 발생시키는 고속 발사기구에 대한 모델링과 동특성 해석을 수행하였으며, 실제 고충격 발생기구에 대한 발사 시험을 통해 얻어진 실험 결과와 해석 결과를 비교하였다. 그리고, 고충격 발생기구의 충격력 감소를 위한 완충시스템에 대한 동특성 해석을 수행하였으며, 이로부터 얻어진 해석 결과를 적용한 완충시스템의 시제작품에 대한 성능 실험 및 평가 결과를 본 연구에서 제시하였다.

2. 고충격 발생기구의 모델링

2.1 모델 구성

고속 발사기구의 완충시스템을 적절하게 설계하기 위해서는 고충격 발생기구의 작동 및 충격력 발생 메커니즘에 대한 상세한 모델링과 해석이 필요하다. 고충격 발생기구의 동특성 해석을 위해서 본 연구에서는 범용 다물체 동역학 해석 프로그램인 MSC/ADAMS 를 이용하였다. Fig. 1 은 고충격 발생기구에 대한 기본 개념도이며, 화기 본체(m_G)를 지면에 고정하고, 노리쇠(m_B)로부터 전달되는 충격력을 화기 본체에서 측정하는 구조로 구성하였다.

본 연구에 있어서 높은 수준의 충격력이 발생하는 고속 발사기구는 탄환(bullet), 노리쇠(bolt), 송탄기구, 화기 본체(gun body) 등의 4 개 부분으로 구성되었다. 본 연구에 있어서 원활한 동특성 해석을 위해 필요한 시스템 인자(factor), 즉 탄환이 격발될 때 발생하는 탄압 분포, 노리쇠의 거동에 주된 영향을 미치는 복좌 스프링(recoil spring)과 우레탄(urethanes)의 강성 계수(stiffness)들은 실험을 통해 확보하였다. 본 연구에서의 구성된 모델에 대한 자유도(D.O.F.)는 8-자유도이고, 사용된 조인트와 자유도를 Table 1 에 나타내었다.

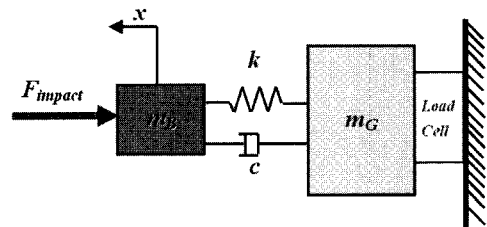


Fig. 1 Schematic diagram of high impulsive force device

Table 1 D.O.F. of high impulsive force device

| | Add D.O.F. | Subtract D.O.F. | Result of D.O.F. |
|------------------------|------------|-----------------|------------------|
| 31 Moving Parts | 186 | - | 186 |
| 6 Revolute Joints | - | 30 | 156 |
| 2 Spherical Joints | - | 6 | 150 |
| 8 Translational Joints | - | 40 | 110 |
| 17 Fixed Joints | - | 102 | 8 |
| Total D.O.F. | | 8 D.O.F. | |

2.2 탄환 추진력

고충격 발생기구의 충격력 감소를 위한 완충 시스템에 대한 모델링과 해석을 위해서는 우선적으로 고속 발사기구에 있어서 높은 수준의 충격을 발생시키는 원인이 되는 탄환의 추진력(propellant gas force)에 대한 자료 획득과 이의 분석이 필요하다. 일반적으로 탄환이 발사될 때 발생하는 추진력을 직접적으로 측정할 수 없기 때문에, 본 연구에서는 탄환이 발사될 때 발생하는 추진가스의 압력(P_p)을 측정하여 탄피의 단면적(A)과 함께 식 (1)과 같은 관계식을 이용하여 추진력(F_p)을 산출하였다. Fig. 2 는 탄피의 단면적을 이용하여 계산한 충격력을 나타내고 있으며, 최대 충격력은 약 95kN 이었다.

$$P_p = F_p / A \quad (1)$$

2.3 복좌 스프링과 우레탄 스프링

장약의 폭발에 의해 발생하는 추진력은 탄환을 발사시키고 동시에 뉴턴의 제 3 법칙에 의해 노리쇠를 후퇴시킨다. 이 때 발생하는 운동에너지를 일부 흡수하여 탄성에너지로 저장하였다가 다시 노리쇠를 전진시키기 위한 운동에너지를 전환시키는 것이 복좌 스프링이다.(Fig. 3 참조) 복좌 스프링의 강성 계수는 노리쇠의 운동량을 모두 흡수할 수 있어야 하며, 이는 식 (2)로부터 구할 수 있다.

$$\frac{1}{2} m_B v_r^2 = \frac{1}{2} m_B v_f^2 - \frac{1}{\epsilon} \left(F_0 x + \frac{1}{2} K x^2 \right) \quad (2)$$

여기서, m_B 는 노리쇠의 무게이고, v_r 은 복좌 스프링의 속도(recoil velocity)이며, v_f 는 복좌 스프링의 자유 상태에서의 속도(velocity of free recoil), ϵ 은 스프링계의 효율, 그리고 F_0 는 시스템의 초기 하중을 의미한다.

복좌 스프링의 강성 계수를 구하기 위해 MTS-849 인장시험기를 이용하여 복좌 스프링의 힘과 변위의 관계를 측정하여 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서와 같이 복좌 스프링은 인장 모드와 압축 모드를 가지고 있다. 측정된 힘과 변위의 관계 도표로부터 복좌 스프링의 강성 계수를 구하기 위해 인장 모드와 압축 모드에 대한 각각의 선형화(linear fitting)를 수행하였으며, 그 결과를 Table 2

에 정리하였다. 뒤로 후퇴하는 노리쇠는 속도가 감소하다가 화기 본체 뒷면에 설치된 판에 충돌하게 된다. 이 때 노리쇠의 완충역할을 하는 완충 모듈에 의해 노리쇠에 전달된 운동에너지를 완충하게 된다. 완충 모듈 내부에는 8개(1열에 4개씩, 총 2열로 구성됨)의 우레탄이 포함되어 있으며, 이 우레탄이 완충 모듈의 완충 역할을 주로 담당하게 된다.

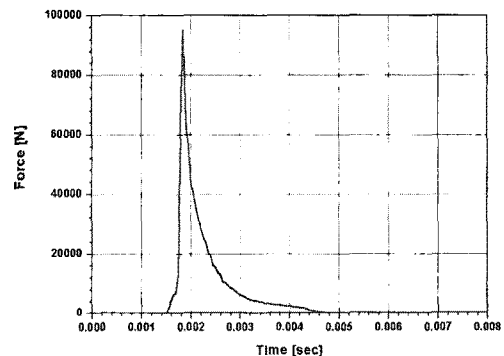


Fig. 2 Distribution of calculated propellant gas force

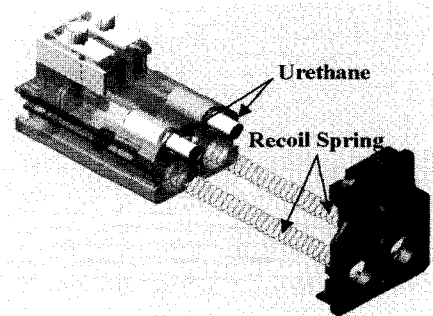


Fig. 3 Recoil springs and urethanes of high impulsive force device

우레탄의 강성 계수를 구하기 위해 MTS-849 인장시험기를 이용하여 힘과 변위의 관계를 구하였으며, Fig. 5에 이에 대한 실험 결과를 나타내었다. 측정된 힘과 변위의 관계 도표로부터 우레탄의 강성 계수를 구하기 위해 실험 결과의 선형화를 수행하였으며, 그 결과를 Table 2에 정리하였다.

그리고, 복좌 스프링은 인장과 압축 모드에 있어서의 강성 계수가 서로 다르므로, MSC/ADAMS에서 IF 함수를 이용하여 힘-요소로 모델링하였고,

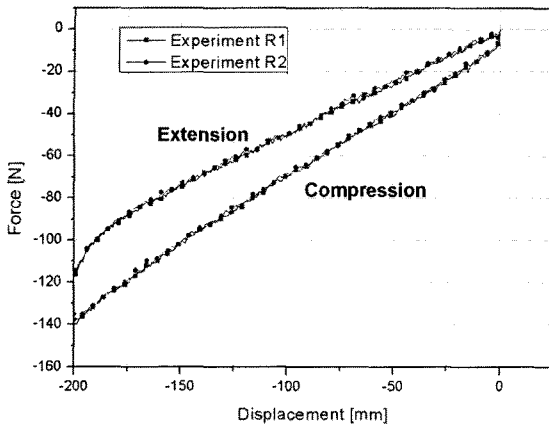


Fig. 4 Force-displacement curve of recoil spring

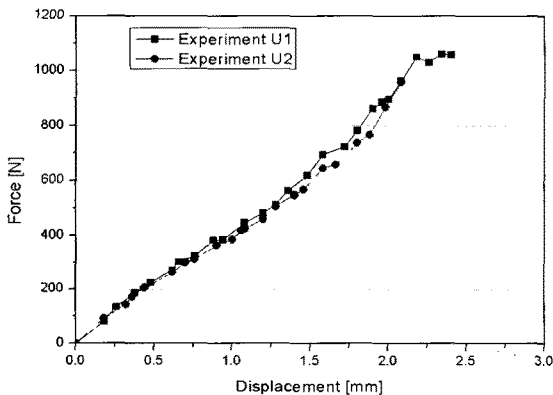


Fig. 5 Force-displacement curve of urethane

Table 2 Stiffness of recoil spring and urethane

| Recoil spring [N/mm] | | Urethane [N/mm] |
|----------------------|-------------|-----------------|
| Extension | Compression | |
| 0.48845 | 0.64011 | 113.18 |

Table 3 IF function in MSC/ADAMS

IF(Expression 1, Expression 2, Expression 3, Expression 4)

| | |
|--------------|---|
| Expression 1 | The expression ADAMS evaluates |
| Expression 2 | If the value of Expression 1 is less than 0, IF returns Expression 2 |
| Expression 3 | If the value of Expression 1 is 0, IF returns Expression 3 |
| Expression 4 | If the value of Expression 1 is greater than 0, IF returns Expression 4 |

이에 대한 IF 함수를 Table 3 에 나타내었다. 또한, 우레탄은 스프링-요소를 이용하여 선형으로 모델링하였다.

3. 고충격 발생기구의 동특성 해석 및 실험

고충격 발생기구에 대한 해석 결과와 실험 결과를 비교하여, 해석 대상 모델의 타당성을 검증하고자 하였다. 본 연구에서의 노리쇠 변위는 해석 결과 및 실험 결과의 오차에 대한 정규화된 RMS(root mean square) 값으로 나타내었고, 충격력은 실험 결과의 충격력을 기준으로 해석 결과의 충격력을 백분율로 나타내었다.

$$\text{Normalized RMS(\%)} = \frac{\text{RMS(Error)}}{\text{RMS(Experiment)}} \times 100 \quad (3)$$

본 연구에서는 8-자유도의 고충격 발생기구를 1 ms 의 샘플링 시간(sampling time)으로 0.6 초 동안 해석하였다. Fig. 6 은 노리쇠가 탄환과 함께 장전된 위치를 기준으로 하여, 노리쇠의 변위에 대한 해석 결과와 실험 결과를 함께 도시하였다. Fig. 6 에서와 같이 노리쇠 변위는 0.3 초까지는 해석 결과와 실험 결과가 거의 일치함을 보이나, 0.3 초 이후의 변위는 노리쇠가 정지하기 전까지의 잔여 변위로 인해 많은 오차가 발생하는 것으로 보이지만, 충격력에 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 또한, 0.6 초까지의 오차에 대한 RMS 값이 약 7.546%(일반적으로 군사용 화기의 경우 RMS 값의 오차 범위는 10% 이내임) 정도로 나타났다.

그리고, Fig. 7 은 화기 본체에 전달되는 충격력을 나타낸 것이다. 고속 발사기구의 운용에 의해 발생하는 최대 충격력은 해석 결과로부터 약 13,685N 으로 나타났으며, 실험 결과(최대 충격력 약 13,356N) 대비 해석 결과는 약 102% 정도로 조사되었다. 또한, 시간에 따른 충격력 분포를 살펴보면, 0.2 초 부근에서 최대 충격력이 나타나는 것으로 조사되었으며, 이는 노리쇠가 화기 본체의 뒷면에 설치된 판과 충돌하는 시점과 동일하다는 것을 Fig. 6 을 통해서 알 수 있었다. 노리쇠 변위의 오차 RMS 와 최대 충격력 산출 결과를 통해서 해석 모델이 타당함을 확인할 수 있었다.

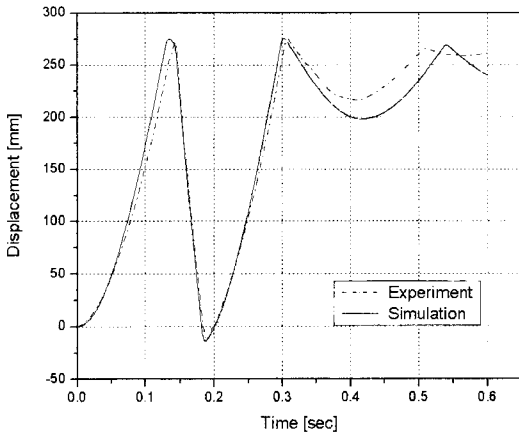


Fig. 6 Comparison of bolt displacement between simulation and experimental results

4. 완충시스템 모델링

고속 발사기구를 이용한 40mm 탄환의 사격 시 발생하는 충격력을 감소시키기 위한 완충시스템은 감쇠기와 스프링으로 구성된다. 본 연구에서의 감쇠기는 인장시 감쇠력이 최대 약 1,000N 의

차이를 가지는 것으로 선정하였다. Fig. 8 과 Fig. 9 는 고충격이 발생하는 고속 발사기구의 완충시스템을 설계하고 제작하기 위한 전 단계로써 완충시스템에 사용될 수 있는 두 가지의 감쇠기에 대한 힘-속도(force-velocity) 선도를 나타낸 것이다. Fig. 8 과 Fig. 9 에서 보여지는 바와 같이 인장 감쇠력이 압축 감쇠력보다 많이 큰 이유는 감쇠기가 인장할 때 가장 큰 충격력이 전달되기 때문이다. 그리고, 완충시스템의 모델링에 있어서 스프링은 강성 계수가 약 2 배 정도의 차이를 가지는 것으로 선정하였다. Table 4 에는 완충시스템의 구성에 있어서 감쇠기와 스프링의 조합을 요약하여 정리하였다. 특히, 감쇠기는 MSC/ADAMS 에서 지원가능한 힘-요소로 스프라인(spline)을 이용하여 모델링을 수행하였으며, 스프링은 Fig. 10 에서와 같이 완충시스템의 특정 구간에서만 작용하기 때문에 IF 함수를 이용하여 힘-요소를 모델링하였다.

5. 완충시스템의 동특성 해석 및 실험

앞서 언급된 고속 발사기구의 운용중에 발생하는 높은 수준의 충격력을 감소시키기 위한 완충

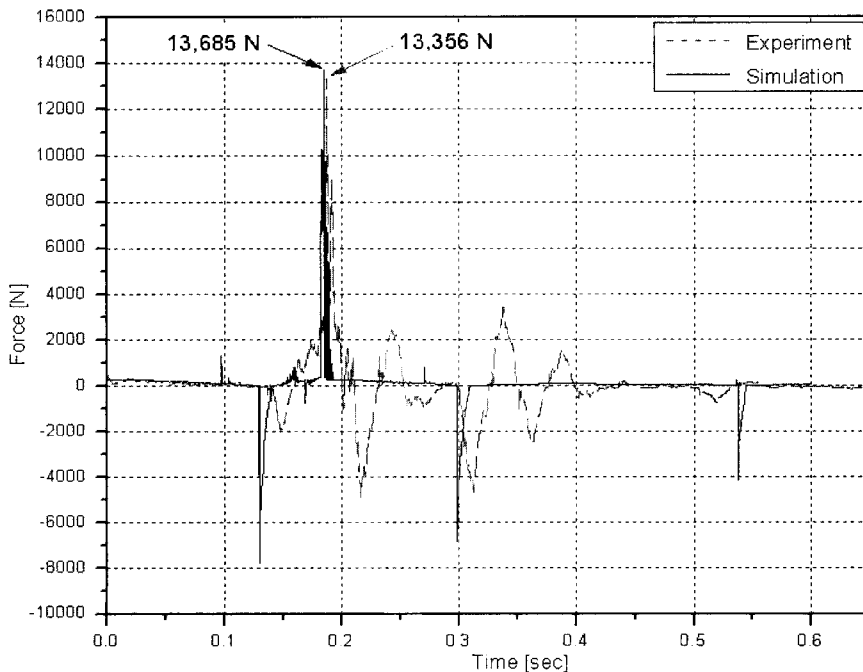


Fig. 7 Comparison of gun body impulsive force between simulation and experimental results

시스템을 모델링하고 동적 특성을 해석적으로 평가하기 위하여, 고충격 발생기구와 완충시스템을 함께 모델링하였다. 이러한 전체 시스템을 기준으로 본 연구에서는 동특성 해석 및 실험을 각각 수행하였다.

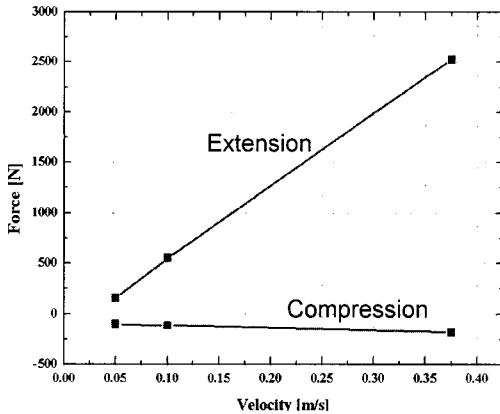


Fig. 8 Damping force-velocity relationships of damper I

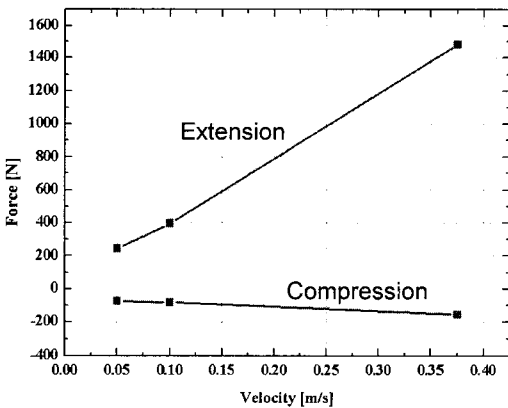


Fig. 9 Damping force-velocity relationships of damper II

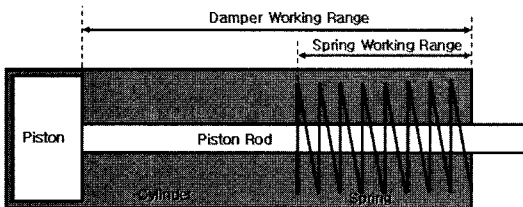


Fig. 10 Working range of damper and spring in isolation system

Table 4 Composition of isolation system

| | Damper | Spring |
|--------------------|-----------|------------|
| Isolation system 1 | Damper I | 66.69 N/mm |
| Isolation system 2 | Damper II | 66.69 N/mm |
| Isolation system 3 | Damper II | 35.30 N/mm |

Fig. 11 은 동특성 해석을 통해서 얻어진 완충시스템의 성능을 완충시스템이 적용되지 않은 경우와 적용된 경우 (Table 4 에서의 완충시스템 1, 2, 3)를 함께 비교하여 나타낸 것이다. Fig. 11 에서 보여지는 바와 같이 장약 폭발에 의해 탄환에 전달되는 충격력은 비완충시 약 13,406N 으로 나타났으며, 완충시스템 1 인 경우에는 약 5,767N, 완충시스템 2 인 경우에는 약 4,474N, 그리고 완충시스템 3 인 경우에는 약 4,696N 으로 충격력이 각각 감소되는 결과를 얻을 수 있었다.

완충시스템과 고속 발사기구에 대한 동특성 해석 결과를 바탕으로 완충시스템 2 와 완충시스템 3 을 각각 시제작하여 고충격 발생기구에 장착한 후, 해당 완충시스템에 대한 성능 실험을 각각 수행하였다. 성능 실험을 통해 측정된 결과를 Fig. 12 에 도시하였다. Fig. 12 에서의 결과를 살펴보면, 비완충시 약 13,356N 의 충격력이 조사되었으나, 완충시스템 2 와 완충시스템 3 을 장착한 경우에 있어서 전달되는 충격력이 각각 약 2,947N 및 약 3,091N 장착한 경우에 있어서 전달된 충격력이 약 3,000N 으로 감소하였음을 알 수 있었다. 이는 Fig. 11 에서의 해석 결과보다 더 좋은 완충 성능을 보이는 것으로 나타나지만, 고충격 발생기구와 완충시스템 간의 마찰력 등의 비선형적 요소를 해석에 반영하지 않아서 생기는 오차로 판단된다.

6. 결과

본 연구에서의 고속 발사기구의 운용중 발생하는 충격력을 감소시키기 위한 완충시스템은 3 가지의 유형에 대해 각각 구성하였으며, 이러한 3 가지의 시스템을 이용하여 동특성 해석을 수행하였다. 해석 결과로부터 완충시스템 2 와 완충시스템 3 은 완충시스템이 없는 경우와 비교해서 충격

력을 약 70% 정도 감소시키는 것으로 나타났다. 또한, 동특성 해석 결과를 바탕으로 완충시스템 2와 완충시스템 3을 각각 시제작하였고, 이를 이용한 실험을 수행하여 해당 완충시스템의 성능을 평가하였다. 그 결과를 살펴보면, 시제작된 완충시스템 2와 완충시스템 3은 동특성 해석 결과보다 더 양호한 완충 성능을 보였고, 고충격 발생기구에서 발생하는 충격력을 약 77% 정도 감소시키는 것으로 조사되었다. 이러한 충격력 감소는 고속 발사

기구의 사격 시 조준안정성과 안전성 향상에 기여할 것으로 판단할 수 있었다.

7. 결론

본 연구에서는 고충격이 발생하는 군사용 고속 발사기구의 사격 시 충격력 전달에 대한 동특성을 파악하기 위하여 다물체 동역학 해석 프로그램인 MSC/ADAMS를 이용하여 해석 대상에 대한

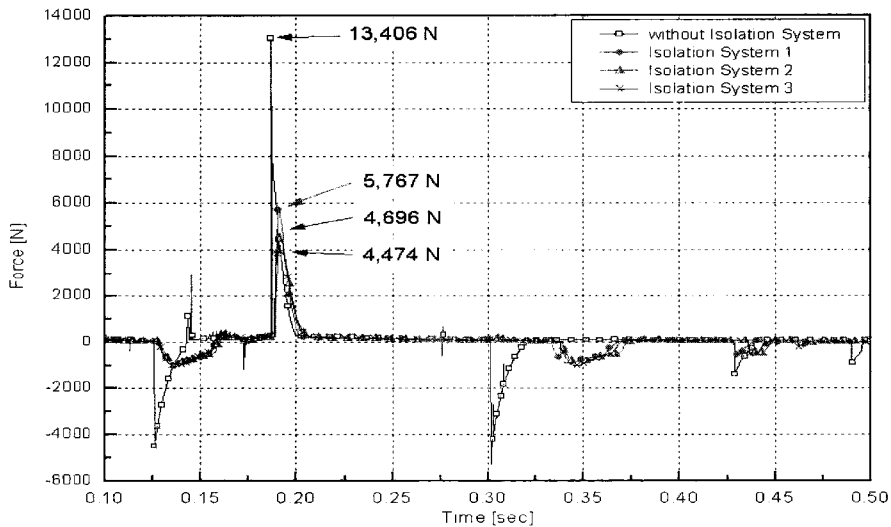


Fig. 11 Impulsive force distribution in dynamic analysis

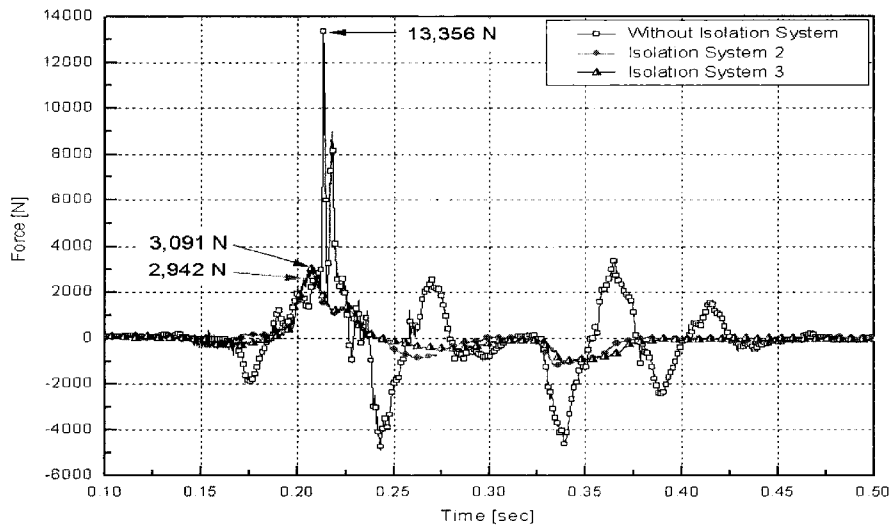


Fig. 12 Impulsive force distribution in experiments

모델링 및 해석을 수행하였다.

고충격 발생기구의 충격력 전달에 큰 영향을 미치는 주요 요소(복좌 스프링, 우레탄 소재, 완충 시스템의 감쇠기 및 완충 스프링 등)들의 물성치는 실험을 통해 구하였으며, 이를 동특성 해석을 위한 모델링과 해석에 반영하였다. 또한, 고충격 발생기구 분석 대상 모델의 해석 결과와 실험 결과로부터 노리쇠의 변위는 오차의 RMS 값으로, 충격력은 최대충격력을 서로 비교하여 해석 모델의 타당성을 우선적으로 검증하였다.

마지막으로 본 연구에서 개발한 해석 모델은 향후 반능동형 감쇠기를 이용한 완충시스템 개발 시 고속 발사기구의 효율적 제어와 충격력 분석을 위한 완충시스템의 성능 해석에 이용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 방위사업청의 민군겸용기술개발사업(04-DU-MC-01)의 지원을 받아 수행된 연구 결과입니다. 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

1. Ma, S. and Semercigil, S. E., "A Modified Passive Tuned Absorber for Secondary Structures," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 208, Issue 3, pp. 349-366, 1996.
2. Babitsky, V. I. and Veprik, A. M., "Universal Bumpered Vibration Isolator for Severe Environment," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 218, Issue 2, pp. 269-292, 1998.
3. Chehab, A. G. and Naggari, M. H., "Design of Efficient Base Isolation for Hammers and Presses," *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, Vol. 23, Issue 2, pp. 127-141, 2003.
4. Walsh, P. L. and Lamancusa, J. S., "A Variable Stiffness Vibration Absorber for Minimization of Transient Vibrations," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 158, Issue 2, pp. 195-211, 1992.
5. Park, M. S., Ku, T. W. and Kang, B. S., "Performance Evaluation for Noise Suppression of a Silencer in Small Arms," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 20, No. 9, pp. 151-158, 2003.
6. Choe, E. J. and Kim, H. J., "Analysis of Isolation System in Distinct Multi-Mechanism HIF Device," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 22, No. 2, pp. 53-58, 2005.
7. Harris, C. M., "Shock and Vibration of Handbooks," McGRAW-HILL, 1997.
8. Park, M. S., Um, H., Ku, T. W. and Kang, B. S., "Establishment of the System for Checking Peak Recoil Force in Pistol," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 16, No. 1, pp. 87-94, 1999.
9. Kim, H. J., Yang, H. S., Park, Y. P., Ryu, B. J., Choe, E. J. and Lee, S. B., "Analysis of Optimal Dynamic Absorbing System Considering Human Behavior Induced by Transmitted Force," *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 19, No. 12, pp. 64-69, 2002.
10. Lee, J. W., Ryu, B. J., Ahn, K. Y., Kwon, B. H. and Song, O. S., "Impact Responses of Two Colliding Bodies Considering Sensor Dynamics," *Journal of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 14, No. 5, pp. 394-401, 2004.