동흡진기를 이용한 포신의 진동감쇠에 대한 연구

A Study on the Vibration Damping of a Barrel Using Vibration Absorber

곽 동 기* · 배 재 성† · 황 재 혁* · 김 훈 수**

Dong-Gi Kwag, Jae-Sung Bae, Jai-Hyuk Hwang and Hun-Soo Kim

(2011년 1월 18일 접수 ; 2011년 2월 24일 심사완료)

Key Words : Gun Barrel(포신), Shroud(차열관), Dynamically Tuned Shroud(DTS), Vibration Absorber(동흡진기), Leaf Spring(판스프링)

ABSTRACT

Advanced tanks in the future combat system are expected to have the trends of large caliber, high explosive shell and light weight for destructive power and improvement in mobility. Their guns are required to have longer barrels to meet increased muzzle exit velocities. However, as the length of the barrel is extended, the vibrations induced by the breech forces in fire and the terrain lead to increased muzzle pointing errors. Therefore, the fire-induced and terrain-induced vibrations must be attenuated. A method to reduce these vibrations without the significant increase of the gun mass is to use the forward thermal shroud as part of a tuned mass damper. In this study, the dynamically-tuned-shroud using this shroud and leaf springs is introduced and its effectiveness on the vibration attenuations of the barrel are verified. The parametric studies on the stiffness of these leaf springs are performed and the analytical results are verified using the experimental model of the dynamically-tuned-shroud.

기 호 설 명

β_1 : 1차 주파수비(ω_a/ω_b)

β_2 : 2차 주파수비(ω_s/ω_b)

ω_a : 흡진기의 고유주파수

ω_b : 포신의 고유주파수

ω_s : 차열관의 고유주파수

μ : 질량비

r : 주파수비

ζ : 흡진기 감쇠와 $2m_a\omega_b$ 의 비

ζ_b : 포신의 감쇠와 $2m_b\omega_b$ 의 비

ζ_s : 포신의 감쇠와 $2m_s\omega_b$ 의 비

1. 서 론

미래전차는 기동성 향상 및 사격력 증대를 목표로 개발되고 있으며, 이러한 변화는 포의 조준 성능에 여러 가지 문제를 야기 시키고 있다. 포신장치의 설계에 있어 경량화 문제는 전체 시스템 설계에 있어 매우 중요한 요소이며, 포신장치의 동적특성은 사격 정확도와 직접 관련되어 있어 주요 성능 중 하나인 명중률에 큰 영향을 미치게 된다. 기동성 향상에 따른 플랫폼의 경량화, 사격력 증대를 위한 장포신화 및 고폭탄화는 지면의 굴곡상태에 따라 발생하는 기동간 가진력, 포신장치의 회전, 고각 운동에서 발생하는 관성력 및 사격후 발생하는 충격력에

† 교신저자; 정회원, 한국항공대학교 항공우주및기계공학부
E-mail : jsbae@kau.ac.kr

Tel : (02)300-0102, Fax : (02)3159-0406

* 정회원, 한국항공대학교 항공우주및기계공학부

** (주)현대위아

의해 발생하는 잔류진동을 증가시킨다. 이러한 잔류진동은 여러 가지 진동모드의 조합형태를 갖고 있으며, 고주파 진동모드는 포신 자체의 하중과 탄두의 발사 시 이동하는 중량분포의 변화, 그리고 포신과 상대운동을 하는 요소들과의 상대변위에 의해서 발생된다. 포신의 잔류진동을 요구하는 안정화 시간 이내로 소멸시키기 위해서는 저주파 및 고주파 모드의 진동 억제를 모두 고려해야 한다.

포신의 잔류진동을 수동적으로 제어하는 방법은, 1980년 이전에 포신의 강성을 증가시켜 포신의 유연모드에 의한 리셉턴스(receptance)를 줄이는 방법이 시도 되었고, 1990년대 들어서는 복합재료의 발달로 인해, 포신에 점탄성 물질을 입히거나 형상을 최적화하여 진동이 최소화 되도록 설계하는 방법이 시도 되었다. 하지만 포신의 강성을 증대시키는 방법은 전차의 무게 증가로 인한 기동성을 확보하는데 부적합 하고, 포탑의 무게중심의 변화로 인한 불균형을 초래한다. 또한 점탄성재료를 이용한 감쇠 방안은 사격에 의해 발생하는 포신의 온도상승에 따른 점탄성 재료의 성능을 유지시켜야 하는 문제점이 있다^(1,2). 1980년대에 들어 미국, 캐나다, 영국 등은 구경장의 증대 추세에 따른 포신자체의 주행 중 포신의 축 정렬 및 연속사격을 위한 격발순간을 예측 및 계산하여 명중률을 높이려는 연구가 시작되었다. 이러한 연구방향은 포구의 움직임을 감지할 수 있는 포구감지기(MRS, muzzle reference system)의 개념을 도입했다^(3,4). 포구감지기는 포신의 끝에 부착되어 포신의 처짐량을 감지하여 포구 기준점을 제공함으로써 주 포쳐짐으로 인한 명중률 저하를 방지한다. 그러나 포구감지기(MRS)는 포구처짐을 실시간으로 측정 및 보정이 어렵다는 단점이 있어 1987년 영국의 John a Bridges, 캐나다의 Raymond Carbonneau에 의해 DMRS(dynamic muzzle reference system)개념이 도입된 뒤로 1990년 캐나다의 DREO 연구소에

의해서 Leopard C1 전차에 도입되었다. 그 이후 Oplot(우크라이나), Abrams A1, A2(미국), Leclerc(프랑스) 등의 전차에 적용되었다. DMRS는 포신의 잔류진동에 의한 포구(muzzle)의 움직임을 센서를 통해서 실시간으로 계측 및 예측하여 사격력 저하에 대한 문제를 해결하였다. 하지만 DMRS는 포신에서 발생하는 잔류진동이 존재하는 상태에서 예측 알고리즘을 이용한 보정이기 때문에 한계가 있다. 만약 포신의 잔류진동을 측정하고 작동기 및 감쇠기를 사용하여 진동이 억제되는 방향으로 힘을 가해 줄 수 있다면, 앞서 설명한 방법 보다는 직접적으로 진동을 제어하기 때문에 그 성능은 더 높다고 할 수 있다.

2002년 Eric Kathe에 의해 제안된 DTS(dynamically tuned shroud)시스템은 포신의 잔류진동을 직접적으로 감쇠하는 방법으로, 1909년 Farm에 의해 소개 되었고, 1956년 Den Hartog에 의해 통합된 감쇠장치의 의미를 지닌 TMD(tuned mass damper) 개념이 적용되었다^(5,6). DTS(dynamically tuned shroud)는 포신을 보호하고 있는 차열관(shroud)을 감쇠질량으로 사용하고, 포신과 차열관은 판 스프링을 이용하여 연결되어 있다.

Fig. 1은 DTS 시스템의 개념도를 나타내고 있다. 이 연구에서는 TMD(tuned mass damper), DTS(dynamically tuned shroud) 시스템을 모델링 하고 수치해석적 결과를 바탕으로 감쇠효과를 비교하였다. 또한 TMD는 전장환경에서 운용하는 전차 포신의 포구 끝단에 질량을 부착해야 하는 어려움이 있기 때문에, 이 연구에서는 DTS에 중점을 두었으며, DTS 시스템을 검증하기 위한 축소모델을 제작하여 감쇠성능을 비교하였다.

2. 동흡진기 설계

2.1 TMD, DTS 모델링

수동형 진동감쇠기는 1909년 Farm에 의해 소개 되었고, 1956년 Den Hartog에 의해 오늘날의 통합된 감쇠장치의 의미를 지닌 TMD가 소개 되었다. TMD는 Proof mass의 관성에 의해 야기되는 운동 에너지(kinetic energy)와 스프링에 저장된 위치에너지(potential energy)는 마찰(구조감쇠)에 의해 소산 되고, 남은 에너지는 포신의 운동과 반대 위상각

Fig. 1 DTS concept

Fig. 2 TMD and DTS modeling

(phase relative)을 갖는 운동을 야기 시켜, 포신의 진동을 빠르게 소산시키고 초기 위치로 복귀한다. 이러한 원리를 이용하여 Eric. Kathe는 1990년 후반 포신에 수동형 질량 감쇠기를 적용 하였으며, 2002년도에 이르러 포신의 차열관을 부가질량으로 사용한 DTS를 제안하였다. Fig. 2에서 포신과 차열관은 집중질량계로 모델링을 하였으며, 감쇠는 구조 감쇠로 정의 하였다.

Fig. 2(b)에 대한 포신의 운동방정식은 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 식 (1)을 이용하여 라플라스변환을

하여 $s = j\omega$ 을 대입하면 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, 포신의 질량 m_b , 포신의 강성 k_b , 포신의 구조감쇠 c_b , 흡진기 질량 m_a , 흡진기 강성 k_a , 흡진기 감쇠 c_a , 차열관의 질량 m_s , 차열관의 강성 k_s , 차열관의 구조감쇠는 c_s 로 정의된다. 식 (2)의 진폭 X 를 포신의 정적변형과의 비 $\frac{F}{K}$ 로 무차원화하면, 식 (3), (4)같이 나타낼 수 있다. 식 (3)과 식 (4)는 각각 TMD와 DTS의 무차원화된 진폭을 나타낸다. μ 는 차열관과 포신의 질량비, ζ, ζ_s, ζ_b 는 감쇠비를 나타낸다.

2.2 TMD, DTS 파라미터 해석

식 (3), (4)에 대한 파라미터 해석은 질량비에 따른 1차 주파수비 관점에서 수행 하였다. 혼합된 감쇠비는 구조감쇠로 정의 하였으며 0.005로 가정하였다. 현재 운용 중인 한국형 전차의 포신과 차열관의 질량비는 전차의 운용 및 포신의 회전 및 고각 운동에서 발생하는 관성력을 고려하여 2% 이내로 설계되어 있다. 따라서, 이 연구에서는 질량비 2%에 대해서 해석을 수행하였다. Fig. 3은 질량비 0.02일 경우에 1차 주파수비에 대한 경향을 나타낸다. Fig. 3(a)에

$$\begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_a(t) \\ \ddot{x}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_b + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a + c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_a(t) \\ \dot{x}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_b + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a + k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a(t) \\ x(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\frac{X(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{-m_a \omega^2 + (c_a + c_s)j\omega + k_a + k_s}{(-m\omega^2 + k_b + k_a + (c_b + c_a)j\omega)(-m_a \omega^2 + k_a + k_s + (c_a + c_s)j\omega) - (c_a j\omega + k_a)^2} \quad (2)$$

$$\left| \frac{XK}{F} \right|_{TMD} = \sqrt{\frac{(-r^2 + \beta_1^2)^2 + 4r^2 \zeta^2}{(((-r^2 + 1 + \beta_1^2 \mu)(-r^2 + \beta_1^2) - 4r^2 \zeta \zeta_b - \beta_1^4 \mu)^2 + 4r^2 ((-r^2 + 1 + \beta_1^2 \mu) \zeta + (\zeta_b + \mu \zeta)(-r^2 + \beta_1^2) - 2\beta_1^2 \mu \zeta)^2)}} \quad (3)$$

$$\left| \frac{XK}{F} \right|_{DTS} = \sqrt{\frac{(-r^2 + \beta_1^2 + \beta_2^2)^2 + 4r^2 (\zeta + \zeta_s)^2}{(((-r^2 + 1 + \beta_1^2 \mu)(-r^2 + \beta_1^2 + \beta_2^2) - 4r^2 (\zeta_b \zeta_s + \mu \zeta \zeta_s + \zeta \zeta_b) - \beta_1^4 \mu)^2 + 4r^2 ((-r^2 + 1 + \beta_1^2 \mu)(\zeta + \zeta_s) + (\zeta_b + \mu \zeta)(-r^2 + \beta_1^2 + \beta_2^2) - 2\beta_1^2 \mu \zeta)^2)}} \quad (4)$$

Where

$$r = \frac{\omega}{\omega_b}, \beta_1 = \frac{\omega_a}{\omega_b}, \beta_2 = \frac{\omega_s}{\omega_b}, \mu = \frac{m_a}{m_b}, \zeta = \frac{c_a}{2m_a \omega_b}, \zeta_b = \frac{c_b}{2m_b \omega_b}, \zeta_s = \frac{c_s}{2m_s \omega_b}, \omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}}, \omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}$$

(a) Barrel amplitude according to the stiffness β_1 , frequency ratio r

(b) Barrel amplitude according to the stiffness β_1

Fig. 3 1'st stiffness ratio response of barrel with TMD($\mu:0.02$, $\zeta:0.005$, $\zeta_b:0.005$)

의하면 TMD가 장착된 포신의 경우 1차 주파수비가 0.8~1.0사이에서 감쇠성능이 나타나고, 그 이외의 영역에서는 TMD에 의한 감쇠성능이 나타나지 않는다. 또한 이러한 형태는 동흡진기에 의해 2차유도로 모델링이 되었기 때문에 2개의 첨두치가 생긴다. Fig. 3(b)에서 1차 주파수비 $\beta_1=0.98$ 부근에서 성능이 좋게 나타난다. Den Hartog에 의하면 최적의 주파수비를 구하는 수식으로 $\beta = \frac{1}{1+\mu}$ 을 제시하였으며, Den의 수식을 이용하면 질량비가 0.02일 경우, 1차 주파수비는 $\beta=0.98$ 와 같다.

1차 주파수비가 0.9일 경우 주파수비(r) 1.04 부근의 첨두치에 의해 $\beta_1=0.98$ 에 비해 감쇠성능이 좋지 않고, $\beta_1=1.0$ 의 경우 $\beta_1=0.98$ 과 대역폭은 비슷하지만 감쇠성능이 좋지 않다.

DTS 파라미터 해석 조건은 TMD와 동일하며, 감쇠질량으로 사용된 차열관의 경계조건에 의해 2차 주파수비가 존재한다. DTS는 감쇠질량이 포신에 고정되어 있기 때문에 차열관의 강성계수 k_s 에 따라

(a) Mass ratio: 0.02 2'nd stiffness : 0.25

(b) Mass ratio: 0.02 2'nd stiffness : 0.5

(c) Mass ratio: 0.02 2'nd stiffness : 0.75

Fig. 4 1'st stiffness ratio response of barrel with DTS($\mu:0.02$, $\zeta:0.005$, $\zeta_b:0.005$, $\zeta_s:0.005$)

감쇠성능이 좌우된다. Fig. 4는 DTS가 장착된 포신의 2차 주파수비 $\beta_2=0.25, 0.5, 0.75$ 에 대한 1차 주파수비 β_1 에 따른 경향을 나타내고 있다.

2차 주파수비가 증가 할수록 대역폭은 좁아지고, 1차 주파수비에 대해서 DTS 감쇠성능이 나타나는 구간도 변화가 있음을 알 수 있다. 또한 TMD에 비해 감쇠항 ζ_s 가 추가되었기 때문에, 감쇠효과는 더 크다. 차열관 고유진동수의 변화는 DTS 스프링을 설계하는데 중요한 변수임을 알 수 있다. 포신에 장착된 DTS에 의한 감쇠성능에 대한 2차원 그래프는 Fig. 5와 같다. Fig. 5는 1차 주파수비에 따른 2차 주파수비 $\beta_2=0.25, 0.5, 1.0$ 에 의한 응답을 나타내고 있다. 2차 주파수비 β_2 가 증가 할수록 감쇠 대역폭은 줄어들고 $\beta_2=1.0$ 일 때 감쇠효과가 없음을 확인할 수 있다. DTS가 장착된 포신의 감쇠성능이

(a) 2'nd stiffness : 0.25 mass ratio : 0.02

(b) 2'nd stiffness : 0.5 mass ratio : 0.02

(c) 2'nd stiffness : 1.0 mass ratio : 0.02

Fig. 5 Response of barrel by 2'nd stiffness

우수한 1차 주파수비는 대역폭이 넓고 2개의 첨두치가 같은 주파수비로 정의를 하였으며, 그 결과 2차 주파수비 $\beta_2=0.25, 0.5$ 일 때, $\beta_1=0.96, 0.86$ 이다.

3. DTS 축소모델 해석 및 실험

3.1 DTS 축소모델

DTS에 의한 진동감쇠 효과를 검증하기 위한 축소모델은 Fig. 6과 같다. 포신의 끝단은 판스프링의

Fig. 6 DTS reduction model(barrel size and material : $600 \times \varnothing 10$, steel/shroud : $520 \times \varnothing 22$, PVC)

길이에 따른 고정 위치를 변경하기 위해서 3개의 홀이 있으며, 차열관과 판스프링의 연결은 holder를 이용하여 고정하였다.

DTS 축소모델 구성품에 대한 고유진동수 및 감쇠비를 구하기 위해서 차열관 및 포신에 대한 모달 실험(modal experiment)을 수행하였다. 실험 방법은 포신 끝단으로부터 40 mm위치에 1.5 gram 무게의 B&K사의 4516-001 Type 가속도센서를 부착하였으며, B&K 8206 Type의 임팩트 해머(impact hammer)를 사용하여 모달시험을 수행하였다. 차열관에 대한 모달시험은 포신의 모달시험 방법과 동일하게 수행하였다.

실험 결과는 상용프로그램을 이용한 해석결과와 비교하였다. 실험 결과로부터 포신의 1차 고유진동수는 21.9 Hz(Ansys : 21.8 Hz)이고 차열관의 1차 고유진동수는 17.5 Hz(Ansys : 17.6 Hz)이다[Fig. 7]. 따라서 2차 주파수비 $\beta_2=0.8$ 임을 알 수 있다. 또한 모달실험 결과로부터 첨두치방법(peak method)을 이용하여 포신과 차열관의 1차 모드감쇠비를 구하면, 포신의 모드감쇠비 $\zeta_b=0.022$, 차열관의 모드감쇠비 $\zeta_s=0.07$ 이다. DTS 축소모델의 포신의 질량은 436 g, 차열관의 질량은 119 g이며 질량비는 0.27이다.

3.2 DTS 축소모델 해석

DTS 축소모델에 대한 파라미터 해석은 1차 주파수비 β_1 의 관점에서 수행하였다. 1차 주파수비 β_1 는 포신의 고유진동수와 판스프링의 고유진동수의 비로 나타낸다. 차열관의 한쪽 끝단은 포신에 고정되어 있고, 반대쪽은 외팔보형태의 판스프링(leaf spring)에

Fig. 7 Frequency response of barrel and shroud

Fig. 8 Connection of between shroud and barrel

(a) Beam model

(b) Spring model

Fig. 9 Leaf spring modeling

의해 지지되고 있다. 따라서 외팔보 끝단에 집중질량이 부착된 형태이다. 하지만 차열관 질량의 몇 %가 걸리는지는 알 수 없다. 또한 판스프링을 집중질량이 부착된 외팔보로 모델링 할 것인지, 스프링으로 모델링 할 것인지에 대한 논의가 필요하다. 따라서 이 연구에서는 진동실험 결과로부터 해석적 결과와 비교하여 판스프링 모델을 결정하였다. Figs. 8, 9는 판스프링의 연결 및 집중질량이 부착된 판스프링 모델링에 대한 개념도이다.

식 (4)를 이용한 축소모델에 대한 해석 결과는 Fig. 10과 같다. Fig. 10은 1차 주파수비 β_1 에 대한 DTS가 장착된 포신의 응답을 나타내고 있다.

1차 주파수비 β_1 가 증가할수록 감쇠 효과가 커지

Fig. 10 Response of reduction model by 1st stiffness($\mu : 0.27, \zeta : 0.005, \zeta_b : 0.022, \zeta_s : 0.07$)

Table 1 Leaf spring size for reduction model

Experiment case			
Non DTS			
Case 1			
Case 2	Leaf spring size (length : 60 mm, width : 3 mm)	Case 3	Leaf spring size (length : 60 mm, width : 4 mm)
Case 4	Leaf spring size (length : 50 mm, width : 3 mm)	Case 5	Leaf spring size (length : 50 mm, width : 10 mm)

다가, $\beta_1 = 0.56$ 을 기준으로 감쇠효과가 떨어짐을 알 수 있다.

3.3 DTS 축소모델 실험

DTS 축소모델에 대한 실험은 임팩트 햄머를 이용한 모달(modal)실험을 수행하였다. 실험 방법은 크게 DTS 장착 유·무로 분류 하였으며, DTS 장착 시 다양한 1차 주파수비에 대한 실험을 실시하기 위해서 판스프링의 사이즈를 변경하며 감쇠성능을 확인하였다. Table 1은 실험 방법에 따른 판스프링의 사이즈를 나타내고 있다. 판스프링의 재질은 알루미늄을 사용하였다.

Case 1의 경우 판스프링은 포신과 차열관에 양단 fixed-fixed 조건이고, 스프링의 사이즈는 length : 60 mm, width : 1 mm을 나타내고 있으며, 두께는 모든 케이스에서 동일하게 1 mm이다.

DTS 축소모델에 대한 진동실험 결과는 Fig. 11과

Fig. 11 DTS reduction model experiment result

Fig. 12 Frequency response function of DTS reduction model

같고, Case 1에서 5로 증가 할수록 판스프링의 강성은 증가하고, 강성의 증가에 따른 DTS 감쇠성능을 보여주고 있다. 실험결과로부터 Case 3의 경우 DTS 축소모델의 감쇠성능이 가장 우수한 구간이다. Fig. 12는 동흡진기가 장착된 포신 모델에 대한 전달함수를 구하여 실험 결과와 유사한 결과를 가지는 1차 주파수비에 대한 그래프를 나타내고 있다. 실험 결과와 전달함수에 의한 해석 결과를 비교하여, 판 스프링의 모델을 추정한 결과 판 스프링은 Fig. 9(b)와 같이 모델링이 가능하며, Case 3의 판스프링의 강성계수는 328 N/m이며, 차열판 질량 119 g의 1/3이 판스프링의 집중질량으로 걸린다는 것을 알 수 있다. Case 1~5의 판스프링에 걸리는 집중질량은 40g이며, 그에 따른 설계된 주파수 ω_a 는 7.2 Hz, 12.5 Hz, 14.4 Hz, 16.4 Hz, 30.2 Hz이며, 집중질량의 무게에 비해 스프링의 무게는 무시 할 수 있으므로, $\omega_a = \sqrt{3EI/ML^3}$ 임을 알 수 있다. 이를

통해 1차 주파수비 b_1 를 구할 수 있으며, Case 1부터 5까지의 1차 주파수비는 0.33, 0.56, 0.65, 0.74, 1.3이다. Figs. 11, 12를 비교하면 응답의 크기는 차이가 있지만, 포신 응답의 경향은 거의 비슷함을 알 수 있다. 이를 통해 DTS를 설계시, 차열판의 1/3의 질량은 판스프링에 집중질량으로 가해지고, 2/3는 포신의 지지점에 걸리는 것을 확인 하였다. 또한 판스프링은 단순한 스프링으로서 모델링이 가능함을 확인 할 수 있었다. Fig. 10에 의하면 축소모델에 대한 최적화된 1차 주파수비 $\beta_1=0.56$ 에 대한 판스프링 모델은 축소모델 실험결과를 통해서 설계가 가능할 것으로 판단된다.

5. 결 론

미래전차는 현대 전차에 비해 화력증대 및 기동성확보를 요구하고 있다. 그에 따른 포구 에너지 증대 및 플랫폼 경량화에 따라, 사격후 포신 끝단에서 발생하는 잔류진동에 의한 사격력 저하의 문제가 발생하게 된다. 이러한 잔류진동 문제를 해결하기 위해서, 이 연구에서는 TMD의 개념을 적용한 DTS 방법을 사용하여 포신의 잔류진동 감쇠에 대한 해석 및 실험적 결과를 비교·분석하였다. 포신에 가해지는 외란은 조화 가진력이 가해진다는 가정에서 감쇠에 대한 해석 및 실험을 진행하였다. 또한 동흡진기에 의해 포신의 공진점이 제거되고, 동흡진기에 의한 2자유도 포신 모델에 대해서 감쇠대역폭이 크고, 첨두치가 작은 감쇠결과에 대해 감쇠성능이 우수하다고 판단하였다.

DTS는 포신에 장착된 차열판을 부가질량(additional mass)으로 사용하여 그 활용도를 높였으며, 판스프링의 양단은 포신과 차열판에 고정되어 에너지를 전달하는 매개체의 역할을 하고 있다. 포신에 부착된 DTS 감쇠성능을 확인하기 위해서 축소모델을 제작하였으며, 모달실험을 수행하여 DTS 감쇠성능을 확인하였다. 또한 DTS 성능실험 결과로부터 판스프링의 해석적 모델을 확인할 수 있었다. DTS 축소모델에 대한 실험결과는 DTS 해석모델에 대한 주파수응답함수결과와 유사함을 알 수 있었다. 또한 실제모델에 적용시 포신의 무게에 비하여 차열판의 무게비는 2~3 % 수준이기 때문에, DTS 축소모델의 실험 결과에 비해 감쇠성능은 낮은 것으로 판단된

다. 추가적으로 감쇠성능을 향상시키기 위해서는 점탄성 재료(viscoelastic material)를 사용한 감쇠비 변화에 따른 감쇠성능에 대한 연구가 필요하다고 생각된다.

후 기

이 연구는 (주)현대위아의 포신진동 저감기법 연구 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Kathe, E., 2001, Gun Barrel Vibration Absorber, U.S. Patent 6167794.
- (2) Lim, J. H., Baek, P. G., Lee, J. Y. and

Chung, B. G., 1999, A Study on the Stabilization of Gun Barrel by Viscoelastic Damping Material, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 4, pp. 714~719.

(3) Raymond, C., 1987, Gun Muzzle Reference System, U.S. Patent 4665795.

(4) Bird, J. S., 1990, Measurement of Tank Gun Dynamics in Support of a Dynamic Muzzle Referencing System, DREO Ad-A231 619.

(5) Littlefield, A., Kathe, E., Messier, R. and Olsen, K., 2001, Gun Barrel Vibration Absorber to Increase Accuracy, AIAA Paper: AIAA-2001-1228.

(6) Littlefield, A. G., Kathe, E. L., Durocher, R., 2002, Dynamically Tuned Shroud for Gun Barrel Vibration Attenuation, Proc. Smart Structures and Materials 2002, SPIE Vol. 4697, pp. 89~97.