

차열관을 이용한 포신의 진동 감쇠에 대한 연구

고재민* · 김건식* · 김진우* · 정현우* · 황재혁** · 배재성**

A study on the Vibration Damping of a gun barrel using Dynamically Tuned Shroud

Jae-Min Koh* · Kyeon-Sik Kim* · Jin-Woo Kim*
Hyun-Woo Jung* · Jai-Hyuk Hwang** · Jai-Sung Bae**

ABSTRACT

Current tanks have been developed to increase mobility and firepower, and its maximum range and destructive power are improved. This great change causes remained vibration of a gun barrel after firing. For this reason, people are trying to control vibration of gun barrel effectively. This thesis presents a modeling method and analysis results for gun barrel by using a thermal shroud as an absorber mass. DTS(Dynamically Tuned Shroud) is a vibration damping system using a thermal shroud as an added mass for decreasing remained vibration. The model has an advantage that the gun barrel's vibration can be decreased by dissipating a kinetic energy of thermal shroud without install an additional dynamic absorber to tip of the gun barrel. For analyzing the damping performance of the DTS, We derived an equation of motion of the barrel after setting a mathematical modeling, and found out the frequency analysis and tendency according to stiffness ratio between barrel and shroud.

Key Words: Staging System, Separated Body, Fuel Tank, Acoustic Damping, Pressure Wave, Unsteady Flow

기 호 설 명

m_b : Barrel mass

m_s : Shroud mass

k_b : Barrel stiffness

k_a : Spring stiffness

k_s : Shroud stiffness

c_b : Barrel damping coefficient

c_a : Spring damping coefficient

c_s : Shroud damping coefficient

β_1 : Frequency ratio (ω_a/ω_b)

β_2 : Frequency ratio (ω_s/ω_b)

* 학생회원, 한국대학교 항공우주공학과

** 종신회원, 한국항공우주연구원

연락처, E-mail: gdhong@hangook.ac.kr

ξ_1	: Damping ratio ($c_a/2m_s\omega_b$)
ξ_2	: Damping ratio ($c_s/2m_s\omega_b$)
ξ_3	: Damping ratio ($c_b/2m_b\omega_b$)
ω_b	: Barrel natural frequency
ω_a	: Spring natural frequency
ω_s	: Shroud natural frequency
x_b	: Barrel displacement
x_s	: Shroud displacement

1. 서 론

과학기술의 발전과 함께 전차와 같은 무기체계 역시 괄목할만한 발전을 이루어왔다. 현대의 전차는 경량화, 대구경화, 장포신화 됨에 따라서 포탄의 사거리 및 화력이 크게 향상되었다.[1] 그러나 이러한 변화가 진행됨과 동시에 포신이 사격 간 진동 및 사격 후 진동이 증가하고, 이는 포 구동 메커니즘의 성능에 관계없이 정확한 조준 및 사격을 어렵게 한다.[1]

포신의 잔류진동을 감소시켜 요구되는 발사속도와 이에 따른 사격의 정확도를 향상시키기 위해서 사격 후 진동을 유발시키는 원인을 규명한 후 잔류진동을 보상하려는 노력이 이루어지고 있다.[3] 그러한 노력의 일환으로, 1956년 Den Hartog가 소개한 동흡진기인 TMD(Tuned Mass Damper)와 2002년 Eric. Kathe가 제안하였던 차열관을 부가질량으로 사용하는 DTS(Dynamically Tuned Shroud)가 있으며,[1] 3M Scotch-damp 또는 SJ2015X와 같은 점탄성 재료를 포신에 설치하는 방법도 전해져 왔다.[3]

TMD 설계방법과 같이 포신의 진동을 감쇠시키기 위하여 부가질량을 별도로 장착하게 된다면 전체 시스템의 무게가 증가하게 되고 이는 불필요한 하중의 증가로 인해 오히려 전차의 기동성을 저해하는 요소이기 때문이다. 또한 점탄성 재료를 포신에 부착하였을 때의 감쇠 성능은 기대해 볼만 하나, 점탄성 재료 자체의 성능은 포신의 온도에 직접적인 영향을 받는다. 그래서 사격 후 포신의 급격한 온도 상승으로 인한 점

탄성 재료 자체의 성능을 유지시켜야 하는 문제점을 안고 있다.[3] 이에 반해 DTS는 기본적으로 포신에 장착되어 있는 차열관을 부가 질량으로 사용함으로써 시스템의 무게 부담을 줄일 수 있고 차열관의 자체 변형이 거의 이루어지지 않는다. 그래서 본 논문은 포신의 수동적인 잔류진동의 감쇠 시스템으로 DTS를 선정하여 연구를 진행하였다.

본 논문의 흐름은 축소모델을 설계하는 것을 중점으로 MATLAB[®]을 이용하여 각각의 설계변수에 따른 포신 운동의 경향성을 파악하고, ANSYS[®]를 이용하여 강성비에 따른 포신의 운동을 가상화 하였다. 이를 토대로 포신과 차열관의 고유 진동수, 각각의 무게 등 시스템의 제원에 따라 최적화된 설계변수를 찾을 수 있다. 이러한 일련의 과정으로 도출한 최적화된 설계 변수들은 포신의 사격 후 진동을 효과적으로 감소시킬 수 있는 수동형 진동 감쇠 시스템을 이루게 된다. 우리는 DTS의 축소모델을 제작하고 이를 이용한 실험을 통해 앞서 설계된 변수들에 대한 포신 진동의 감쇠 성능을 파악하기로 한다.

2. 본론

2.1 모델링 및 운동방정식

Fig. 1은 차열관을 부가질량으로 사용하는 포신에 대한 개념도이다. 포신에 관성에 의해 야기되는 운동에너지와 스프링에 저장된 위치에너지는 마찰에 의해 소산되고, 남은 에너지는 Shroud로 하여금 포신의 운동과 반대 위상각을 갖는 운동을 야기 시켜, 포신의 진동을 빠르게 소산시키고, 초기 위치로 복귀하게 된다.[1]

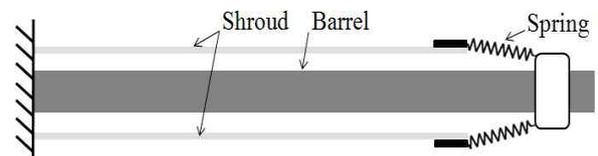


Fig. 1 Barrel Concept with DTS

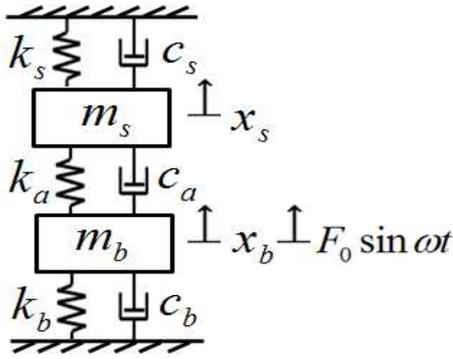


Fig. 2 Barrel modeling with DTS

DTS(Dynamically Tuned Shroud)가 장착된 포신의 동역학적 Modeling은 Fig.2와 같다. Barrel에 $F_0 \sin(\omega t)$ 의 조화 가진력이 작용한다고 가정하고, 운동방정식을 식 (1), (2)와 같이 세울 수 있다.

$$m_b \ddot{x}_b + (c_b + c_a) \dot{x}_b - c_a \dot{x}_s + (k_b + k_a) x_b - k_a x_s = F_0 \sin \omega t \quad (1)$$

$$m_s \ddot{x}_s - c_a \dot{x}_b + (c_a + c_s) \dot{x}_s - k_a x_b + (k_a + k_s) x_s = 0 \quad (2)$$

이를 Matrix형태로 나타내면 다음 식을 얻는다.

$$\begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_b \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_b + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a + c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_b \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_b + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a + k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_b \\ x_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad (3)$$

Barrel과 Shroud의 진폭을 Harmonic solution으로 가정한다면 $x = x e^{j\omega t}$ 로 나타낼 수 있고 이에 따라 운동방정식은,

$$[A][X] = [F] \quad (4)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} (c_b + c_a)j\omega - m_b\omega^2 + (k_b + k_a) & -c_a j\omega - k_a \\ -c_a j\omega - k_a & (c_a + c_s)j\omega + m_s\omega^2 + (k_a + k_s) \end{bmatrix}$$

$$[X] = \begin{bmatrix} x_b \\ x_s \end{bmatrix} e^{j\omega t}, [F] = \begin{bmatrix} F_0 \\ F \end{bmatrix} e^{j\omega t}$$

로 나타낼 수 있다. 좌변과 우변을 영이 아닌

$e^{j\omega t}$ 로 양변을 나누어 주면 주질량과 흡진기 질량에 대한 복소수 방정식을 얻는다.

$$[X] = [A]^{-1}[F] \quad (5)$$

$$[A]^{-1} =$$

$$\frac{\begin{bmatrix} (c_a + c_s)j\omega + m_s\omega^2 + (k_a + k_s) & c_a j\omega + k_s \\ c_a j\omega + k_a & (c_b + c_a)j\omega - m_b\omega^2 + (k_b + k_a) \end{bmatrix}}{\det(K - \omega^2 M + \omega j C)}$$

where,

$$K = \begin{bmatrix} k_b + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a + k_s \end{bmatrix}, M = \begin{bmatrix} m_b & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} c_b + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a + c_s \end{bmatrix}$$

여기에서 분모행렬식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \det(K - \omega^2 M + \omega j C) = & -k_a^2 - \{\omega^2(c_b + c_s)(c_a + c_s) - c_a^2\omega^2\} \\ & + \{(-m_s\omega^2 + k_a + k_s)(-m_b\omega^2 + k_a + k_s)\} \\ & + \left\{ -2c_a k_a \omega + \omega(c_a + c_b)(-m_s\omega^2 + k_a + k_s) \right. \\ & \left. + \omega(c_a + c_s) + (-m_b\omega^2 + k_a + k_s) \right\} i \end{aligned} \quad (6)$$

(5)식과 (6)식을 사용하여 Barrel 질량의 진폭 x 를 나타내면 다음과 같다.

$$x_b = \frac{[(c_a + c_s)j\omega + m_s\omega^2 + (k_a + k_s)] F_0}{\det(K - \omega^2 M + \omega j C)} \quad (7)$$

양변을 F_0 로 나누고 분모의 행렬식이 복소수 이므로 이를 실수로 변환하면 다음과 같은 과정을 거친다.

$$\frac{x_b}{F_0} = \frac{(c_a + c_s)j\omega + m_s\omega^2 + (k_a + k_s)}{\det(K - \omega^2 M + \omega j C)} \quad (8)$$

$$\frac{x_b^2}{F_0^2} = \frac{[(c_a + c_s)j\omega + m_s\omega^2 + (k_a + k_s)]^2}{\left[-k_a^2 - \{\omega^2(c_b + c_s)(c_a + c_s) - c_a^2\omega^2\} + \{(-m_s\omega^2 + k_a + k_s)(-m_b\omega^2 + k_a + k_s)\} + \left\{ -2c_a k_a \omega + \omega(c_a + c_b)(-m_s\omega^2 + k_a + k_s) + \omega(c_a + c_s) + (-m_b\omega^2 + k_a + k_s) \right\} i \right]^2} \quad (9)$$

식 (9)를 무차원 식으로 나타낸 결과 식 (10)은 무차원화된 포신의 진폭을 나타낸다.

$$\frac{x_b k_b}{F_0} = \sqrt{\frac{(\beta_1^2 + \beta_2^2 - r^2)^2 + 4r^2(\xi_1 + \xi_2)^2}{\left\{2r(\mu\xi_1 + \xi_2)(\beta_1^2 + \beta_2^2 - r^2) + 2r(\xi_1 + \xi_2)(\mu\beta_1^2 + 1 - r^2) - 4\xi_1\mu r\beta_1^2\right\}^2 + \left\{4\mu\xi_1^2 r^2 - 4r^2(\mu\xi_1 + \xi_3)(\xi_1 + \xi_2) + (\beta_1^2 + \beta_2^2 - r^2)(\mu\beta_1^2 + 1 - r^2) - \mu\beta_1^4\right\}^2}} \quad (10)$$

where

$$\omega_b = \sqrt{\frac{k_b}{m_b}}, \quad \omega_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_s}}, \quad \omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}},$$

$$\beta_1 = \frac{\omega_a}{\omega_b}, \quad \beta_2 = \frac{\omega_s}{\omega_b}, \quad \mu = \frac{m_a}{m_b}$$

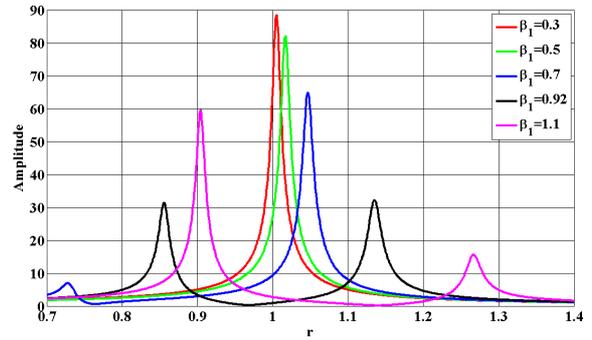
$$\xi_1 = \frac{c_a}{2m_s\omega_b}, \quad \xi_2 = \frac{c_s}{2m_s\omega_b}, \quad \xi_3 = \frac{c_b}{2m_b\omega_b}$$

2.2 설계 파라미터 변화에 따른 경향

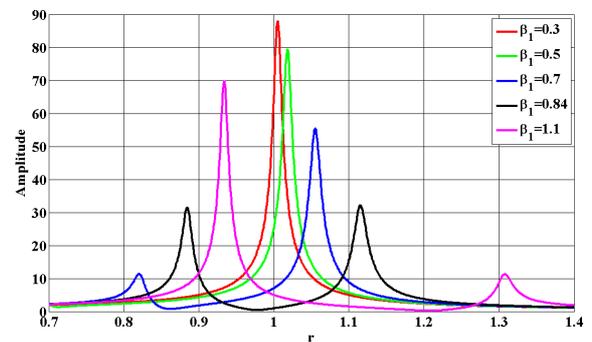
DTS를 장착한 Barrel은 $\beta_1, \beta_2, \mu, \xi_1, \xi_2, \xi_3$ 등의 파라미터의 변화에 따라 각각 다른 거동을 보이기 때문에 각 파라미터 변화에 따른 경향성을 파악해야 한다.

본 연구에서는 감쇠비는 구조감쇠로서 $\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = 0.005$ 로 고정시켰으며, 진폭에 대한 무차원 식 (10)을 바탕으로 β_1, β_2 에 대한 응답 경향을 확인하였다. 여기서 질량비인 μ 는 0.1로 유지하였다. 일반적으로 μ 가 증가할수록 대역폭이 증가하여 포신의 감쇠 성능은 향상된다. 하지만 과도한 μ 의 증가는 전체 시스템의 무게를 증가시켜 탱크의 기동성을 떨어뜨리고, 과도한 하중이 포신에 가해져 실제의 성능에는 좋지 못한 영향을 미치게 된다. 그렇기 때문에 실제 시스템에서는 적절한 질량비를 선정해야 한다.

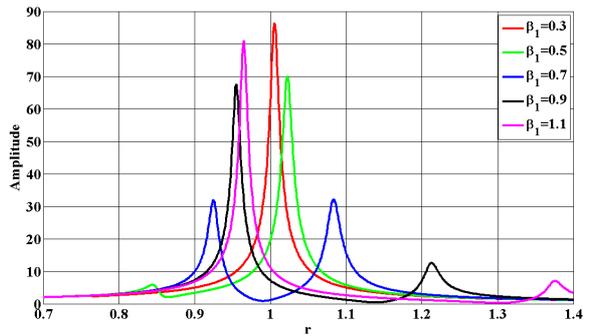
Fig. 3은 고정된 β_2 에 대하여 β_1 의 변화에 따른 진폭의 경향을 보여주고 있다. 전체적으로 포신과 차열관의 강성비인 β_2 가 증가할수록 좋은 성능을 나타내게 하는 β_1 의 값은 감소하는 경향을 나타낸다.



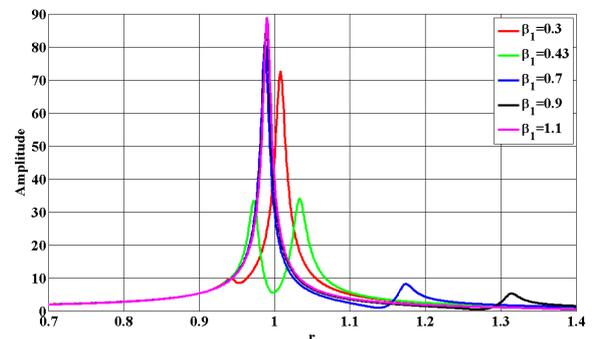
(a) $\mu = 0.1, \beta_2 = 0.3$



(b) $\mu = 0.1, \beta_2 = 0.5$



(c) $\mu = 0.1, \beta_2 = 0.7$



(d) $\mu = 0.1, \beta_2 = 0.9$

Fig. 3 Amplitude response for varied β_1, β_2

β_1, β_2 의 변화에 따른 성능 변화 경향을 파악했으므로 축소 모델을 설계함에 있어서 Barrel, Shroud의 제원과 μ, β_2 가 결정된다면, 그 상황에서 최적의 성능을 낼 수 있는 β_1 의 값을 도출해 낼 수 있다.

23 포신의 진동 감쇠

Barrel과 Shroud의 제원은 Table.1 과 같다. Barrel과 Shroud의 질량은 각각 $m_b = 0.43\text{ kg}$, $m_s = 0.3\text{ kg}$ 이다. Fig.5는 Barrel과 Shroud의 1차 고유 진동수를 나타내고 각각 20.56Hz, 17.86Hz이다. 그리고 Barrel의 끝단에 0.08kg과 Shroud의 끝단에 0.1kg의 집중질량을 장착하였다. 여기서 Shroud 끝에 장착한 집중질량은 Spring과 체결될 Collar의 형태로 구현된다.

Spring 끝단에 작용하는 하중에 대해 고려해보면, DTS는 Shroud를 Absorber mass로 사용한다. 하지만 Shroud 질량이 모두 Absorber mass가 되는 것은 아니다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 Spring 끝단은 Shroud와 연결되어 있다. Spring 고유의 처짐을 무시한다면 Spring 끝단에 걸리는 하중은 Shroud의 자중에 의한 처짐으로 부과 될 것이다. 이것을 $F = ma = k\delta$ 식을 사용하여 Spring에 하중이 작용하는지 확인해보면, $k = 2167\text{ N/m}$ 이고 $\delta = 0.00082\text{ m}$ 이다. 그리고 여기서 a 는 중력가속도를 나타내므로 $m = 0.2\text{ kg}$ 의 결과를 얻을 수 있다. 따라서 Shroud의 하중의 1/3인 0.1kg와 Collar의 하중 0.1kg의 합이 Spring 끝단에 Absorber mass로 작용하는 것을 알 수 있다.[2]

m_s 를 Shroud 질량, m_b 를 Barrel 질량, m_c 를 Shroud의 끝단 부가질량으로 나타내면 질량비를 나타내는 식은 다음과 같고, 그 결과 $\mu = 0.39$ 이다.

$$\mu = \frac{\frac{1}{3}m_s + m_c}{m_b}$$

Table 1 Characteristic of Barrel and Shroud

Structure	Material	Size(mm)	1'st. Freq.
Barrel	Steel	550×∅10	20.56 Hz
Shroud	PVC VG1-30	540×∅38 (3.5t)	17.86 Hz

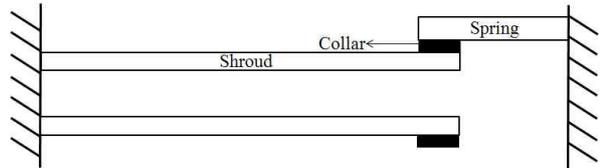


Fig. 4 Concept of the shroud's load to spring

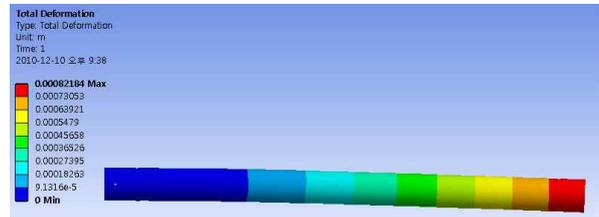
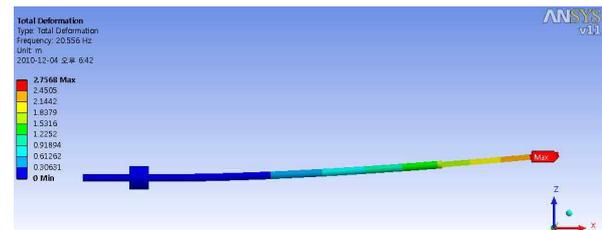
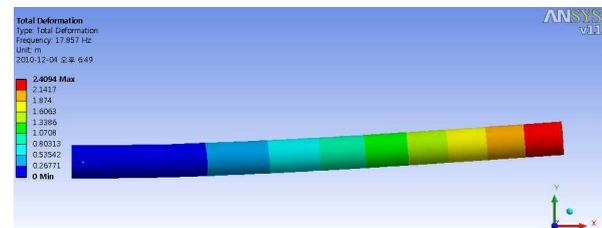


Fig. 5 Shroud static deflection ($\delta_{max} = 0.00082\text{m}$)



(a) Barrel (20.56 Hz)



(b) Shroud (17.86 Hz)

Fig. 6 1'st. Frequency of barrel and shroud

또한 Table.1에 나타난 Barrel과 Shroud의 주파수에 의해 강성비 $\beta_2 = 0.87$ 임을 알 수 있다. 질량비와 β_2 를 결정한 상태에서 β_1 의 변화

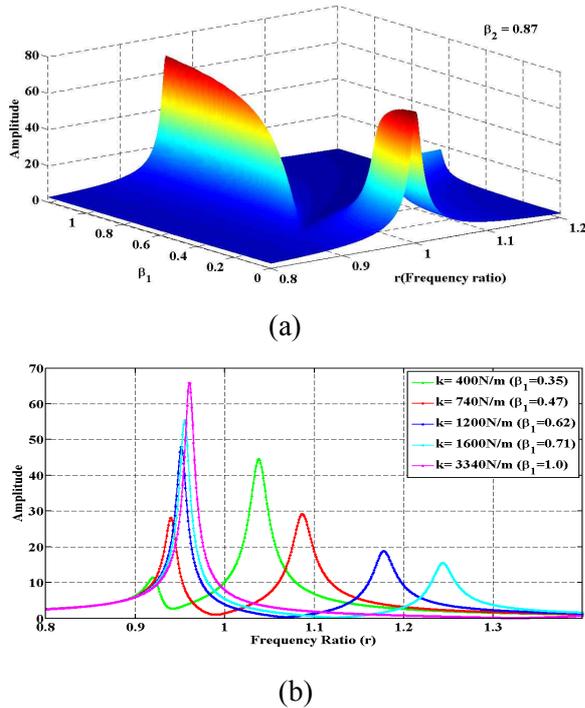


Fig. 7 Response for variation of β_1 at $\beta_2 = 0.87, \mu = 0.39$

에 따른 감쇠성능의 경향은 Fig. 7과 같다.

Fig. 7 (a)에서 가운데 오목하게 들어간 부분이 감쇠성능이 우수한 구간으로, 적절하게 β_1 을 선택하여 대역폭이 넓고 비교적 성능이 우수하게 나타나는 파라미터를 선정해야 한다.⁽⁷⁾

Fig. 7 (b)는 Barrel과 Shroud의 강성비 0.87을 기준으로 β_1 의 변화에 따른 포신 거동의 경향을 보이고 있다. 강성비가 증가하면 대역폭은 넓어지는 특성을 가지지만, 주파수비 1.0 부근에서 불안정한 경향을 보인다.

전반적으로 $\beta_1 = 0.47$ 부근에서 감쇠 성능이 우수하고, 그 이외의 영역에서는 성능이 떨어짐을 알 수 있다. 따라서 $\beta_1 = 0.47$ 로부터 Absorber의 주파수 $\omega_a = 9.66\text{ Hz}$ 을 계산할 수 있다.

24 스프링 설계

Barrel과 Shroud를 연결하는 Spring은 Leaf spring이 사용된다. Spring을 결정하기 위한

Euler - Bernoulli Beam theory의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\rho A \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} (EI \frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2}) = f(x,t) \quad (11)$$

만일 $f(x,t) = 0$ 으로 외부에서 작용하는 힘이 없고 또한 $EI(x)$ 및 $A(x)$ 가 일정하다고 가정하면 식(11)은 식(12)처럼 간단하게 자유진동 방정식이 되고 변수 분리된 해를 $w(x,t) = X(x)T(t)$ 의 형태로 가정한 후 운동방정식을 시간방정식, 공간방정식으로 분리하면 식 (13)과 같은 결과를 얻는다.(6)

$$\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4} = 0 \quad (12)$$

$$c^2 \frac{X''''(x)}{X(x)} = - \frac{\ddot{T}(t)}{T(t)} = \omega^2 \quad (13)$$

where $c = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$

고유진동수를 계산하기 위해 이를 정리하여 공간방정식으로 나타내면 식 (14)와 같고, β 와 c 에 대한 식을 ω 에 대해 정리하면 식 (15)와 같다. 이를 바탕으로 해가 $Ae^{\sigma x}$ 의 형태를 가진다고 가정한다면, 일반해의 결과는 식 (16)이다.

$$X''''(x) - \beta^4 X(x) = 0 \quad (14)$$

where $\beta^4 = (\frac{\omega}{c})^2, c = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$

$$\omega_a = \beta^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (15)$$

$$X(x) = a_1 \sin \beta x + a_2 \cos \beta x + a_3 \sinh \beta x + a_4 \cosh \beta x \quad (16)$$

spring은 끝단에 mass가 달려있는 형태이므로 Fixed-mass support로 볼 수 있다. Fixed-mass support일 때의 경계조건은 식 (17)과 같다.

Boundary Condition과 $EI = \frac{\omega^2 \rho A}{\beta^4}$ 을 식(17)에 적용하면 식 (18)과 같이 전개할 수 있고, 이를 matrix 형태로 정리하면 식 (19)와 같은 4x4 matrix 를 구할 수 있다.

<Boundary Condition>

$$\begin{aligned} X(0) &= 0 \\ X'(0) &= 0 \\ X''(l) &= 0 \\ EI \frac{\partial^3 X(l,t)}{\partial x^3} &= m \frac{\partial^2 w(l,t)}{\partial t^2} = -m\omega^2 X(l) \end{aligned} \quad (17)$$

$$X(0) = a_2 + a_4 = 0$$

$$X'(0) = \beta a_1 + \beta a_3 = 0$$

$$\begin{aligned} X''(l) &= -\beta^2(\sin\beta l)a_1 - \beta^2(\cos\beta l)a_2 \\ &\quad + \beta^2(\sinh\beta l)a_3 + \beta^2(\cosh\beta l)a_4 = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left(\frac{m\beta}{\rho A} \sin\beta l - \cos\beta l\right)a_1 + \left(\frac{m\beta}{\rho A} \cos\beta l + \sin\beta l\right)a_2 + \\ & \left(\frac{m\beta}{\rho A} \sinh\beta l + \cosh\beta l\right)a_3 + \left(\frac{m\beta}{\rho A} \cosh\beta l + \sinh\beta l\right)a_4 \\ & = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

위 벡터방정식이 0이 아닌 해 $X = [a_1, a_2, a_3, a_4]^T$ 을 갖기 위해서는 계수행렬의 행렬식(determinant)이 0이 되어야한다. 그리고 벡터방정식의 행렬식을 구하면 식 (20)과 같이 구할 수 있다.

$$[B][X] = 0 \quad (19)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ \beta & 0 & \beta & 0 \\ -\beta^2 \sin\beta l & -\beta^2 \cos\beta l & \beta^2 \sinh\beta l & \beta^2 \cosh\beta l \\ \left(\frac{m\beta}{\rho A} \sin\beta l - \cos\beta l\right) & \left(\frac{m\beta}{\rho A} \cos\beta l + \sin\beta l\right) & \left(\frac{m\beta}{\rho A} \sinh\beta l + \cosh\beta l\right) & \left(\frac{m\beta}{\rho A} \cosh\beta l + \sinh\beta l\right) \end{bmatrix}$$

$$\frac{m\beta}{\rho A} (\cos\beta l \sinh\beta l - \cosh\beta l \sin\beta l) + \cos\beta l \cosh\beta l = -1 \quad (20)$$

판스프링의 재질은 Aluminum Alloy이다. 그리고 스프링에 하중으로써 작용하는 흡진기 질량 $m_a = 0.2kg$ 을 스프링의 제원과 함께 식(15)과 (20)에 적용한 결과 Spring의 고유 주파수와 길이는 각각 $l = 31mm$, $w_a = 9.66Hz$ 으로 계산되었다.

결과적으로 축소모델에 사용될 판스프링 사이즈는 $10 \times 0.5 \times 31mm$ 가 되고, 판스프링 끝단에 걸리는 하중의 차이에 따라 1차 고유진동수가 달라지므로 하중을 집중질량으로 고려하여, Table 2와 같이 판스프링 끝단의 집중질량에 따른 주파수를 확인하였다.

외팔보 형태의 판스프링의 고유 진동수는 437.7 Hz이다. 하지만 Table 2에 나타나 있는 것처럼 판스프링 끝단의 집중질량이 증가할수록 주파수는 낮아지는 경향을 보인다. 앞서 구한 w_a 의 값은 9.66Hz이므로 판스프링 끝단에 걸리는 집중질량은 약 200g이 되어야 함을 알 수 있다. 이때 스프링 자체의 무게는 무시해야 한다.

이 스프링에 대하여 $F = k\delta$ 의 식을 사용하여 강성을 산출해 낼 수 있다. Fig.8에서와 같이 1N의 하중을 가해 생긴 deflection을 바탕으로 스프링 강성 $k_a = 778.6 N/m$ 임을 확인하였다. 이는 이론상으로 좋은 성능을 보인 740 N/m과는 5.2%의 오차를 보인다.

Table 2 1'st. Frequency for lumped mass variation

Study Case	Ansys analysis (Hz)	Numerical analysis (Hz)
 $m_{lumped} = 0g$	437.7	425.4
 $m_{lumped} = 50g$	19.85	19.35
$m_{lumped} = 100g$	14.04	13.8
$m_{lumped} = 200g$	9.93	9.7
$m_{lumped} = 300g$	8.11	7.93

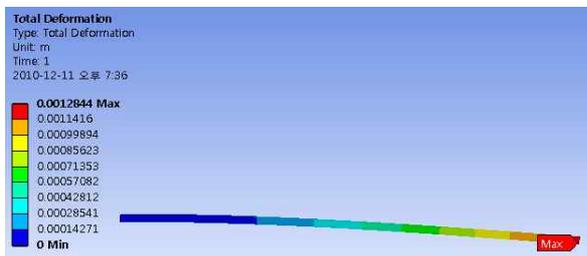


Fig. 8 Spring deflection for 1N load ($\delta_{max} = 0.00128m$)

25 축소 모델의 Simulation

설계된 판스프링을 포신에 적용시켜 축소모델을 제작에 앞서, 성능해석을 위해 Ansys 내부의 연결 조건을 통하여 가상적인 스프링 강성에 따른 포신의 응답을 확인하였다. 해석에 적용된 Barrel과 Shroud의 제원은 Table.1 과 같다. Fig. 9는 해석에 쓰인 모델을 나타낸다. Spring 체결의 편의성을 더하고 DTS효과를 증대시키기 위하여 shroud의 길이를 Barrel과 거의 비슷하도록 길게 하였다. 그러나 실제 포신의 Shroud의 길이는 전차마다 다르나 보통 포신 길이의 40~50%에 해당한다.(7) Fig.10은 스프링의 강성 변화에 따른 포신의 주파수 응답 그래프 개형을 보여주고 있다. 전반적으로 스프링의 강성이 커질수록 대역폭은 증가하는 경향을 보이고 DTS가 적용되지 않은 Barrel은 한 개의 1

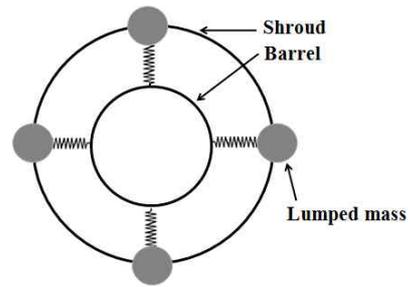


Fig. 9 Analysis model

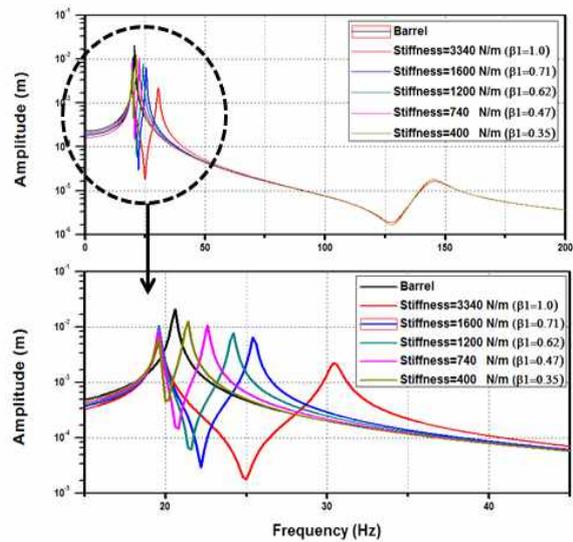


Fig. 10 Frequency response for stiffness variation of the spring

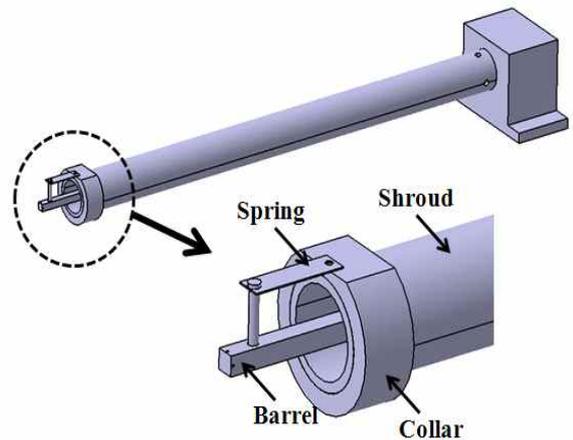


Fig. 11 Experiment model

차 고유진동수를 갖는 반면 DTS를 적용한 시스템의 경우 자유도가 증가하기 때문에 2개의 1차 고유진동수를 갖는 것을 관찰할 수 있다.

그 중 Barrel의 1차 고유 진동수 부근에서 가장 낮은 응답을 보이고 적절한 대역폭을 보유하고 있는 것이 적절한 스프링이라고 할 수 있다. 그러므로 스프링 강성 $k_a = 740 N/m$ ($\beta_1 = 0.47$)를 선정하여 축소모델 제작과 실험을 통해 성능을 검증할 필요가 있다.

앞서 Simulation 했던 모델은 DTS의 효과를 극대화시키고 Spring체결의 편의를 더하기 위해 Shroud의 길이를 Barrel의 길이와 거의 비슷하게 설계하였으나 실험 모델을 제작하기 위해서는 Spring의 길이를 고려하여 Shroud의 길이를 결정해야 한다. 이 과정에서 Shroud의 길이를 줄이게 되면 고유진동수가 증가하고 질량이 감소하게 되는데, Collar의 질량을 부과시켜 Shroud의 1차 고유진동수를 감소시키고 전체 질량을 증가시켜 원래 실험하고자 했던 β_2 와 μ 값을 만족시켜야 한다.

3. 결론

본 연구에서는 전차의 사격 후 포신의 잔류 진동 감쇠를 시키기 위한 메커니즘으로써, 포신에 장착되어 있는 차열관을 부가질량으로 사용한 DTS (Dynamically Tuned Shroud)를 선정하여 무차원 진폭에 대한 방정식을 유도하였으며, 파라미터 연구를 통해 감쇠 성능의 경향성을 파악하였다.

포신의 진폭은 β_1 , β_2 , μ , ξ_1 , ξ_2 , ξ_3 의 변화에 따라 각각 다른 거동을 보이는데, 특히 β_1 , β_2 의 선정이 중요하다. 포신과 차열관의 제원을 선정하고 μ 를 결정한다면 최적의 성능을 낼 수 있는 β_1 , β_2 가 존재한다.

따라서, Simulation 해석 자료를 바탕으로 좋은 성능을 발휘할 수 있는 spring 설계를 할 수 있다. 차후 DTS가 장착된 Barrel의 축소 모델을 제작하여 실험을 통해 진동 감쇠 성능을 검증하는 연구가 이루어져야 한다.

참고 문헌

- (1) Dong-Gi Kwag, Jae-Sung Bae, Jai-Hyuk Hwang and Hun-Soo Kim, 2010, "A study on the Vibration Damping of a Barrel using Vibration Absorber", ksnve 20th anniversary, pp. 594~595.
- (2) Andrew G. Littlefield, Eric L. Kathe, and Robert Durocher, "Dynamically tuned shroud for gun barrel vibration attenuation", US Army, TACOM-ARDEC, Benét Laboratories, Watervliet Arsenal, Watervliet, NY 12189.
- (3) Jae-Hee Lim, Pan-Gu Baek, Jae-Young Lee and Baek-Gi Chung, 1999, "A Study on the Stabilization of Gun Barrel by Viscoelastic Damping Material", ksnve Vol. 9 No. 4, pp. 714 ~719.
- (4) Eric L. Kathe, 2009, "Gun Barrel Vibration Absorber", U.S. Patent 6167794.
- (5) J. P. Den Hartog, 1947, "Mechanical Vibrations", McGraw-Hill Book Company, pp. 112~133.
- (6) Daniel J. Inman, 2009, "Engineering Vibration 3th edition", Pearson Education, pp. 504~511.
- (7) Dong-Gi Kwag, Jae-Sung Bae, Jai-Hyuk Hwang, "A Study on the Vibration Absorber for Attenuation of a Barrel"