https://doi.org/10.7735/ksmte.2024.33.1.18

J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng. ISSN 2508-5107(Online)

Check for updates

## QZS특성과 고하중 지지 성능을 갖는 진동절연장치

전석춘<sup>a</sup>, 김기성<sup>a</sup>, 신응수<sup>a,\*</sup>

# Vibration Isolator with Quasi-Zero Stiffness Characteristics and High Load-Carrying Capacity

Seok-Chun Jeon<sup>a</sup>, Kee-Sung Kim<sup>a</sup>, Eung-Soo Shin<sup>a,\*</sup>

<sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Chungbuk National University

### ARTICLE INFO

Article hist Received Revised Accepted	ory: 19 7 9	December January January	2023 2024 2024		
Keywords:					
Quasi-zero	stiffn	ess (QZS)			
Vibration isolation					
High static load					
Spring free	lengt	th			
Displacement transmissibility					

#### ABSTRACT

A vibration isolator is proposed using a simple QZS combination of the extension and compression springs. A parameter study is conducted to determine the relationship between the QZS performance and the design parameters of the spring and linkage. Notably, the QZS convergence and load-carrying capacity are significantly affected by both the spring and linkage parameters. A prototype of a QZS vibration isolator is developed and its performance is experimentally validated through the displacement transmissibility under base excitation. Notably, the QZS characteristics significantly reduced vibrations for a whole range of the excitation frequency and also suppressed vibrations around peaks by as much as 70%. The vibration isolation is expected to be further enhanced by reducing errors caused in the manufacturing process of QZS springs.

## 1. 서 론

진동이 발생하는 각종 기계 부품 및 구조물의 설계에서 진동 저 감은 필수적인 고려 사항으로 오래 전부터 수많은 연구와 해결 방 안이 제시되어 왔다<sup>[1,2]</sup>. 최근 들어서는 LCD, 반도체 등 진동에 취약한 초정밀 전자 제품, 전기자동차 배터리와 같은 고위험군 제 품 또는 극저주파수 대역의 진동에 노출되는 항공우주 분야 기기 에 대해 보다 더 엄격한 진동절연 성능이 요구됨에 따라 새로운 방식의 진동 저감의 필요성이 커지고 있다<sup>[3]</sup>.

준무강성(quasi-zero stiffness: QZS) 특성을 갖는 스프링은 진 동계의 고유진동수를 낮춤으로써 진동절연 주파수 대역의 효과적 확장이 가능한 방안으로 알려져 왔으며 이에 관하여 다양한 연구 가 진행되어 왔다<sup>[4]</sup>. QZS의 기본 개념은 양의 강성과 음의 강성을 갖는 다수의 스프링을 조합함으로써 스프링 변형이 특정 영역에 도달했을 때 시스템 강성이 거의 0이 되도록 하는 것인데 이를 구 현하는 방안으로 일반 규격 스프링을 적용하는 것부터<sup>[5]</sup> 메타 소 재 기반의 등가 스프링을 활용하는 방안까지<sup>[6]</sup> 매우 다양하다.

QZS 진동절연 시스템은 QZS 상태에서 탁월한 진동 저감이 가능 함과 동시에 높은 정적 하중 지지력을 갖고 있어야 다양한 분야에 활용할 수 있다. 이러한 두 가지 특성을 충족할 수 있는 QZS 시스템 을 개발하기 위한 선행 연구 중에는 스프링 설계 변수가 QZS 성능 에 미치는 영향 분석<sup>[7]</sup>, QZS 시스템의 비선형성 및 안정성 분석<sup>[8]</sup> 등이 있으며 최근 들어 적층제조법에 기반한 등가 QZS 스프링 의 형상설계 등에 관한 연구들도 활발하게 진행되고 있다<sup>[9]</sup>.

본 연구에서는 QZS 스프링 시스템에 기반하여 우수한 진동절연 성능과 정적하중 지지 성능을 보장함과 동시에 구조적으로 간단한

<sup>\*</sup> Corresponding author. Tel.: +82-43-261-3159

E-mail address: esshin@cbnu.ac.kr (Eung-Soo Shin).



진동절연장치를 개발하고자 한다. 우선적으로 스프링 특성 및 구조 형상과 QZS 성능과의 관계에 대한 이론 해석을 수행하고 그에 기반하여 QZS 진동절연장치를 설계 제작한 후 그 성능을 검증하였다.

## 2. QZS 스프링 시스템의 이론 해석

#### 2.1 시스템 구성

Fig. 1은 본 연구에서의 QZS 스프링 시스템을 도시한 것으로 인장 및 압축 스프링, 수직 이동 상판, 스프링을 지지하는 링크와 포스트로 구성된 좌우 대칭의 단순 구조이다. 상판이 수직 하강하 면 좌우 압축 스프링은 변위에 비례하는 수직 상승 방향의 반력이 상판에 직접 작용하는 반면 인장 스프링은 수평 방향의 반력이 링 크 구조를 거쳐 상판에 전달되는데 그 크기가 상판 변위에 대해 비선형적으로 변하며 링크 형상의 영향을 받는다.

시스템 강성은 상판 수직 변위에 대한 스프링 수직 반력의 합의 비율로 정의할 수 있다. 압축 스프링의 강성은 일정 크기의 (+) 성분으로 변하지 않지만 인장 스프링의 강성은 상판 변위에 따라 크기가 변화하며 특정 영역에서는 변위 증가에 대해 수직 반력이 감소하는 (-) 성분이 된다.

따라서 압축 스프링의 (+) 강성과 인장 스프링의 (-) 강성의 조합 을 통해서 전체 시스템의 강성이 0이 되는 QZS 특성을 구현할 수 있다.

#### 2.2 QZS 스프링 특성의 이론 해석

Fig. 2는 시스템 강성을 이론적으로 유도하기 위한 해석 모델로 서 스프링 및 형상 파라미터와 초기 위치를 정의한 것으로 여기서 초기 위치는 모든 스프링이 변형되지 않은 상태에서의 상판 위치 를 의미한다. 상판 수직 변위  $y_h$ 와 인장 스프링에 의해 상판에 작 용하는 수직 반력  $F_N$ 의 관계를 구하기 위해  $y_h$ 와  $F_N$ 을 시스템 파라미터로 각각 나타내면 다음과 같다.

$$y_h = L_L(\gamma \sin \alpha_0 + \sin \beta_0) - L_L(\gamma \sin \alpha + \sin \beta)$$
(1)



Fig. 2 Modeling for analyzing the QZS characteristics

$$F_N = \frac{4K_N\gamma L_L(\cos\alpha - \cos\alpha_0)}{\frac{\cos\alpha}{\sin\alpha} + \frac{\cos\beta}{\sin\beta}}$$
(2)

여기서  $\gamma \equiv L_U/L_L$ 로 정의되는 무차원 파라미터이다. 식 (1),(2)로부터 인장 스프링의 강성을 무차원 형태로 유도하기 위하 여 우선적으로  $y_h$  및  $F_N$ 을 아래와 같이 무차원화 한다.

$$y \equiv \frac{y_h}{L_L} = \gamma \sqrt{1 - \lambda_o^2} + \sin\beta_0 - \gamma s_\alpha - s_\beta$$
(3)

$$f_N \equiv \frac{F_N}{K_N L_L} = \frac{4\gamma (\lambda - \lambda_0)}{\frac{\lambda}{s_\alpha} + \frac{c_\beta}{s_\beta}}$$
(4)

여기서,

$$\begin{split} \lambda &\equiv \cos\alpha; \ \lambda_o \equiv \cos\alpha_o; \ s_\alpha = \sqrt{1 - \lambda^2}; \\ c_\beta &\equiv \gamma \lambda - p; \ s_\beta = \sqrt{1 - c_\beta^2}; \ p \equiv \frac{d_L - d_U}{2L_L} \end{split} \tag{5}$$

위 결과로부터 인장 스프링의 무차원 강성은 아래와 같다.

$$k_e \equiv \frac{df_N}{dy} = \frac{df_N}{d\lambda} \frac{d\lambda}{dy}$$
(6)

식 (6) 우변의 각항은 식 (3)~(5)로부터 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\frac{df_N}{d\lambda} = \frac{4\left[\lambda_0 \left(s_\beta^3 + \gamma s_\alpha^3\right) - \left\{\left(p + c_\beta^3\right)s_\alpha^3 + \lambda^3 s_\beta^3\right\}\right]}{s_\alpha s_\beta \left(\lambda s_\beta + c_\beta s_\alpha\right)^3} \tag{7}$$

$$\frac{dy}{d\lambda} = \frac{\gamma\lambda}{s_{\alpha}} + \frac{\gamma c_{\beta}}{s_{\beta}} \tag{8}$$



Fig. 3 Characteristics of the QZS spring system ( $\gamma$ =1.75; p=0.75;  $\alpha_0$ =48°;  $\gamma_k$ =0.204)

최종적으로 식 (7),(8)을 식 (6)에 대입하여 구한 무차원 강 성은 다음과 같다.

$$k_e = \frac{4\left[\lambda_0 \left(s_\beta^3 + \gamma s_\alpha^3\right) - \left\{\left(p + c_\beta^3\right)s_\alpha^3 + \lambda^3 s_\beta^3\right\}\right]}{\left(\lambda s_\beta + c_\beta s_\alpha\right)^3} \tag{9}$$

한편 식 (2)의 결과에 압축 스프링의 반력을 추가하여 시스템의 합력  $F_{sys}$ 를 구하고 이를 무차원화하면 다음과 같다.

$$f_{sys} \equiv \frac{F_{sys}}{K_N L_L} = \frac{2K_P y_h}{K_N L_L} + f_N = 2\gamma_k y + f_N \tag{10}$$

여기서  $\gamma_k \equiv K_P/K_N$  이다. 또한 압축 스프링을 포함한 전체 시스템의 무차원 강성은 다음과 같다.

$$k_{sys} = \frac{df_{sys}}{dy} = 2\gamma_k + k_e \tag{11}$$



Fig. 4 Performance indices of the QZS system

Fig. 3은 식 (10), (11)의 스프링 반력과 강성을 예시로 나타낸 것으로 시스템의 형상 설계 변수가  $\gamma = 1.75$ , p = 0.75, 스프링 특성 변수가  $\alpha_0 = 48^\circ$ ,  $\gamma_k = 0.204$ 로 임의로 주어진 경우의 결 과이다. Fig. 3(a)를 보면 압축 스프링의 반력은 변위 y에 비례하 여 일정하게 증가하지만 인장 스프링의 경우 y가 임계 변위  $y_{cr}$ 보 다 작을 때는 y 증가에 따라 반력  $f_N$ 이 증가하다가  $y > y_{cr}$ 일 때는 y 증가에 따라  $f_N$ 이 감소한다.

결과적으로 시스템의 스프링 반력은  $y < y_{QZS}$  인 경우 y 증가 에 따라  $f_{sys}$ 이 증가하다가  $y > y_{QZS}$ 이면 y 증가에도  $f_{sys}$ 가 거의 일정하게 유지되는 QZS 특성이 나타남을 확인할 수 있다. 또한 QZS 상태에서 시스템 지지 하중에 해당하는  $f_{LC}$ 는 압축 또 는 인장 스프링 각각의 반력보다 항상 크다.

### 3. QZS 스프링 시스템의 성능 분석

#### 3.1 분석 개요

QZS 스프링 시스템의 성능은 QZS 조건을 만족하는 정도와 QZS 상태에서 지지할 수 있는 하중 *f*<sub>LC</sub>의 크기로 판단할 수 있 다. 우선 QZS 조건의 판별식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\left|k_{sys}\right| < \epsilon_k; \quad \left|\frac{dk_{sys}}{dy}\right| = \left|\frac{dk_e}{dy}\right| < \epsilon_{dk}$$
(12)

식 (12)에서 첫 번째 조건은 QZS 정의라 할 수 있으며 두 번째 조건은 압축 스프링의 (+) 강성과 인장 스프링의 (-) 강성이 서로 상쇄되어 QZS가 구현된다는 점에서 압축 스프링의 강성은 일정하으로 인장 스프링의 강성도 일정해야 함을 의미한다. 식 (8)을 만족 하는 변위 영역을  $\Delta y_{QZS}$ 라 하고  $\Delta y_{QZS}$  구간에서  $|k_{sys}|$ 와  $|dk_{sys}/dy|$ 의 rms 평균값을 각각  $k_{QZS}$ ,  $dk_{QZS}$ 라 할 때 QZS



Fig. 5 Performance with variation of  $\gamma$  ( $\alpha_o = 60^\circ$ )

Table 1 Performance vs. design variable  $\gamma$  ( $\alpha_o = 60^\circ$ )

	Q	ſ		
$\gamma$	$k_{Q\!Z\!S}$	$dk_{Q\!Z\!S}$	$\Delta y_{QZS}$	$J_{LC}$
0.8	0.0027	0.0573	0.1845	0.6610
1.0	0.0037	0.0573	0.2524	0.8590
1.2	0.0045	0.0545	0.3174	1.0596

성능은  $\Delta y_{QZS}$ 가 클수록, 그리고  $k_{QZS}$  및  $dk_{QZS}$ 는 작을수록 좋다고 할 수 있다. 또한 QZS 상태에서 지지 하중  $f_{LC}$ 는 진동절 연장치의 정적 평형 하중에 해당하며  $f_{LC}$ 가 클수록 바람직하다. 정리하면, 본 연구에서는  $k_{QZS}$ ,  $dk_{QZS}$ ,  $\Delta y_{QZS}$  및  $f_{LC}$ 를 성능 지수로 정의하고 식 (8)의  $\epsilon_k$ 는 0.01,  $\epsilon_{dk}$ 는 0.1로 하여 성능 지수를 구하고 비교 분석하였다.

성능 지수에 영향을 주는 설계 변수 중에서 식 (5)에 정의된  $\gamma$ 와 p는 인장 스프링을 지지하는 링크의 길이 및 조립 형상과 관 련된 변수인데 인장 스프링의 탄성력이 최대가 될 때 스프링과 지 지 링크가 일직선 상에 위치하는 조건에서 QZS 성능이 가장 좋다 고 알려져 있다<sup>[5]</sup>. 이를 수식화하면  $p = \gamma - 1$ 로 나타낼 수 있으 며 p가  $\gamma$ 의 종속 설계 변수임을 의미한다.

또한 설계 변수  $\gamma_k$ 는 압축 스프링의 무차원 강성으로서 식 (7)에 의하면  $\gamma_k = -0.5(k_e)_{QZS}$ 가 되어야 QZS 조건을 만족할 수 있 다. 즉,  $(k_e)_{QZS}$ 는 설계 변수  $\gamma$ 와  $\alpha_0$ 에 따라 결정되고  $\gamma_k$ 는  $(k_e)_{QZS}$ 에 따라 정해지는 종속 파라미터이다. 따라서 독립 설계 변수는 인장 스프링을 지지하는 상하 링크의 길이 비  $\gamma$ 와 스프링 변형이 없는 상태에서의 링크 각도  $\alpha_0$ 이다.

요약하면, 본 연구에서는 설계 변수  $\gamma$ 와  $\alpha_0$ 를 변화시키면서 성능 지수  $k_{QZS}, dk_{QZS}, \Delta y_{QZS}$ 및  $f_{LC}$ 를 구하여 설계 변수가



QZS 진동절연 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

#### 3.2 설계 변수 γ가 성능에 미치는 영향

Fig. 5는  $\alpha_o = 60^\circ$ 일 때  $\gamma = 0.8$ , 1.0, 1.2로 변화시키면서 수직 변위 y에 대한 시스템의 스프링 반력  $f_{sys} = 5$ 지한 것이며 Table 1은 각 경우에 대한 시스템 성능 지수를 도출하여 정리한 것이다. 그 결과를 보면  $\gamma$ 가 증가할수록 QZS 영역  $\Delta y_{QZS}$ 와 하중 지지력  $f_{LC}$ 가 증가하며 시스템 성능도 향상됨을 확인할 수 있다. 반면에 QZS 조건에 대한 수렴 정도  $k_{QZS}$ 는  $\gamma$ 가 증가함에 따라 약간 감소하며 이는 시스템 성능이 저하됨을 의미한다. 하지만 그 차이는 크지 않으므로  $\gamma$ 가 QZS 수렴 성능에 미치는 영향은 미미하 다고 할 수 있다.

설계 변수  $\gamma$ 가 성능에 미치는 영향을 보다 다양한 경우에 대해 분석하기 위하여  $\alpha_o$ 를 30<sup>°</sup>부터 75<sup>°</sup>까지 15<sup>°</sup> 간격으로 증가 시키면서 각 경우에 대해  $\gamma$ 를 0.7부터 1.3까지 0.001씩 변화시 키면서 성능 지수를 구했다. Fig. 6은 그 결과를 정리한 것으로 Fig. 6(c)와 Fig. 6(d)를 보면  $\alpha_o$ 에 상관없이  $\gamma$ 가 증가하면  $\Delta y_{QZS}$ 와  $f_{LC}$ 는 커지며  $\alpha_o = 30^\circ$ 인 경우에 비해  $\alpha_o = 75^\circ$ 인 경우에 상승 폭이 훨씬 크다는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 6(a) 에서는  $\gamma$ 가 증가하면 모든  $\alpha_o$ 에 대해  $k_{QZS}$ 가 커지는 반면 Fig. 6(b)에서는  $\gamma$ 의 증가에 대해  $dk_{QZS}$ 는 작아진다. 즉,  $\gamma$ 가 증가할 수록  $k_{QZS}$  관점에서는 QZS 성능이 향상되지만  $dk_{QZS}$  관점에서 는 QZS 성능이 저하된다고 할 수 있다. 다만, QZS 조건의 판별하



Fig. 7 Performance with variation of  $\alpha_o$  ( $\gamma = 1.2$ )

Table 2 Performance vs. design variable  $\alpha_o$  ( $\gamma = 1.2$ )

	Q	ſ		
$\alpha_o$	$k_{Q\!Z\!S}$	$dk_{Q\!Z\!S}$	$\Delta y_{\it QZS}$	$J_{LC}$
30°	0.0027	0.0579	0.1801	0.1641
45°	0.0034	0.0577	0.2259	0.5094
60°	0.0045	0.0545	0.3174	1.0596

는 식 (8)로부터  $k_{QZS} < \epsilon_k = 0.01$ 이고  $dk_{QZS} < \epsilon_{dk} = 0.1$ 이므로  $\gamma$ 가 QZS 성능에 미치는 영향은 크지 않다.

#### 3.3 설계 변수 $\alpha_o$ 가 성능에 미치는 영향

Fig. 7은  $\gamma = 1.2$ 일 때  $\alpha_o = 30^\circ$ , 45°, 60°로 변화시키면서수직 변위 y에 대한 시스템의 스프링 반력  $f_{sys} = 5$ 시한 것이며Table 2는 각 경우에 대한 시스템 성능 지수를 도출하여 정리한것이다. 그 결과를 보면 앞 절에서 설계 변수  $\gamma$ 가 성능에 미치는영향과 매우 유사한테  $\alpha_o$ 가 증가할수록  $\Delta y_{QZS}$  및  $f_{LC}$ 가 증가하며 시스템 성능이 향상된다. 이러한 유사성은  $\gamma = 0.8$ 부터 1.4까지 0.2 간격으로 증가시키면서 각 경우에 대해  $\alpha_o = 30^\circ$ 부터75° 까지 1° 씩 변화시켰을 때의 시스템 성능 지수를 도시한Fig. 8에서도 확인할 수 있는데  $\gamma$ 에 상관없이  $\alpha_o$ 가 커지면  $k_{QZS}$ , $\Delta y_{QZS}$  및  $f_{LC}$ 는 증가하는 반면  $dk_{QZS}$ 는 감소한다.

다만, 설계 변수  $\gamma$ 와 비교하여 설계 변수  $\alpha_o$ 가 성능에 미치는 영향은 훨씬 크다. 성능 지수  $k_{QZS}$ ,  $\Delta y_{QZS} 및 f_{LC}$ 가 Fig. 6에 서는  $\gamma$ 의 변화에 선형에 가까운 변화를 보이는 반면 Fig. 8에서는  $\alpha_o$ 의 변화에 비선형적으로 큰 폭의 변화를 보인다. 성능 지수  $dk_{QZS}$ 의 경우  $\gamma$  및  $\alpha_o$ 와 근사적 선형 관계라는 점에서는 유사하 지만  $\alpha_o$ 에 대한 변화 폭이  $\gamma$ 에 비해 더 크기 때문에 성능에 미치 는 영향이 더 크다고 할 수 있다.

본 연구에서 설계 변수  $\gamma$ 는 인장 스프링을 지지하는 링크 길이 비로서 기하학적 변수이고 설계 변수  $\alpha_o$ 는 인장 스프링의 자유길



Fig. 8 QZS performance vs. design variable  $\alpha_o$ 

이와 밀접한 관련이 있는 스프링 특성 변수로서  $\gamma$ 에 비해  $\alpha_o$ 가 성능에 미치는 영향이 더 중요하다는 것은 인장 스프링이 QZS 성능을 구현하는 핵심 요소임을 반영한다.

## 4. QZS 진동절연장치 성능 실험

#### 4.1 진동절연장치 설계

앞 장의 분석 결과에 근거하여 Fig. 1에 나타낸 바와 같은 진동절연장치를 설계하였다. QZS 시스템의 성능은 설계 변 수 γ와 α<sub>o</sub>가 클수록 향상되므로 가능한 한 큰 값을 설정하는 것이 바람직하다. 다만 추가적으로 고려할 점은 γ 및 α<sub>o</sub>가 커질 경우 스프링 변형이 너무 커지고 스프링이 절연장치 베이스에 근접한 상태에서 QZS 조건이 충족되기 때문에 스프링의 간섭이 발생하는 문제점이 있다.

따라서 이를 고려하여  $\gamma = 1.1$ ,  $\alpha_o = 48$ ° 로 우선적으로 설 정하고 그에 따라 링크 길이 및 링크 고정 위치, 인장 및 압축 스프 링 강성을 순차적으로 결정하였다.

진동절연장치의 출력부에 해당하는 상부 플레이트에 위치하는 집중질량은 QZS 상태에서의 하중 지지력 및 고유진동 특성과 밀 접한 관련이 있다. 따라서 변위 전달율에 의한 진동절연 성능을 검증 시 가진 주파수 범위를 고려하여 결정하였다. 또한 집중 질량 을 제외한 구성 요소의 질량은 식 (6)에서  $f_{sys}$ 를 비롯한 QZS 성능 지수를 분석할 때 고려하지 않았기 때문에 아크릴 재질을 사 용하여 경량화하였다.

	Value		
		1.1	
Design variable		48	
	Upper	$L_U$ (mm)	82.5
Link length	Lower	$L_L$ (mm)	75.0
Distance between the links	Upper	$d_U$ (mm)	72.0
	Lower	$d_L$ (mm)	87.0
Spring		$K_N$ (N/m)	200
	Extension	Free length (m)	0.11
		Deformation (%)	47.0
		$K_P$ (N/m)	33.4
	Compression	Free length (m)	0.12
		Deformation (%)	74.3
	0.8		

Table 3 Design parameters of a QZS vibration isola	tor
--	-----



Fig. 9 QZS vibration isolator

Table 3은 진동절연장치의 설계 파라미터를 정리한 것이고 Fig. 9는 그에 따라 제작한 진동절연장치의 사진이다.

### 4.2 QZS 스프링의 특성 측정

Fig. 9의 진동절연장치에서 스프링은 QZS 조건을 충족하기 위 한 필수 조건으로서 매우 중요하며 강성이 낮고 큰 변형이 필요하 다는 특징이 있다. 따라서 본 연구에서는 특수 제작한 인장 및 압축 스프링을 사용하였으며 Fig. 10에 보이는 바와 같이 강성과 QZS 성능을 측정을 통해서 설계 값과 비교 검증하였다.

Fig. 10(a)는 진동절연장치에 조립하기 전 인장 및 압축 스프링 각각에 대해 로드셀로 하중을 가하면서 변형량을 구한 결과로서 스프링 강성을 도출하였다. 인장 스프링 강성은 설계 값과 거의 차이가 없는 반면 압축 스프링 강성은 설계 대비 11% 정도 더 큰 것을 확인하였다. 인장 스프링에 비해 압축 스프링은 더 높은 강성과 더 큰 폭의 변형이 요구되기 때문에 제작 과정에서의 오차 가 발생한 것으로 보인다. 반면에 압축 스프링의 경우 2.82 N의



Fig. 10 Measurement of the QZS spring characteristics

Table 4 Measured properties of the QZS spring system

Properties			Value
Spring	Extension	$K_N^m$ (N/m)	200.7
stiffness	Compression	$K_P^m$ (N/m)	37.1
Performance indices	$k_{QZS}^m$		0.05
	$dk_{QZS}^m$		0.29
	${\it \Delta}y^m_{QZS}$		0.20
	$f_{LC}^m$		0.56

초기 장력이 존재하며 QZS 성능을 구현하는데 오차 요인으로 작 용할 수 있다.

Fig. 10(b)는 진동절연장치의 하중과 변위 사이의 관계를 측정 하여 설계 단계에서의 특성 곡선과 비교하여 도시한 것으로 실선 은 설계 결과이고 "■", "●" 및 "▲"는 인장, 압축 및 시스템의 스프 링 반력의 측정 치를 각각 도시한 것이다. 인장 스프링의 경우 초기 장력으로 인한 오차가 존재하고 압축 스프링은 강성 오차의 영향 으로 설계 성능과 차이가 발생한다. 결과적으로 시스템의 스프링



Fig. 11 Experimental setup for validating QZS isolation





(b) No QZS system (compression springs only) Fig. 12 Base excitation of the isolator

반력은 인장 및 압축 스프링 오차가 합쳐져 나타나며 그 영향으로 제작한 진동절연장치의 QZS 성능은 Table 4와 같이 설계 단계에 서 예측한 이상적인 QZS 성능과 비교하여 차이가 있다. 즉, 설계 시 QZS 스프링 강성은  $k_{QZS} < 0.01$ 이지만 본 연구에서 제작한 시스템의 QZS 강성은  $k_{QZS}^m = 0.05$ 로 주어지며 이러한 차이는 진동절연 성능에도 큰 영향을 줄 수 있다.

#### 4.3 진동절연 성능 검증

Fig. 11은 본 연구에서 설계 제작한 QZS 시스템의 진동절연 성능을 검증하기 위한 실험 장치를 나타낸 것으로 QZS 시스템, 지반가진 장치, 입출력 진동 측정용 가속도계 및 신호처리 장치로 구성하였다. 진동절연 장치의 QZS 조건은 Fig. 10(b)에서 수직 변위 *y* = 0.92인 QZS 영역의 시작 지점으로 정했으며 Fig. 12(a) 에서 보면 *α* = 20.4°에 해당한다. 또한 QZS 성능이 진동절연에 미치는 영향을 비교 분석하기 위하여 Fig. 12(b)에 보이는 바와 같이 인장 스프링이 제거되어 QZS 조건이 충족되지 않는 시스템에 대해 동일한 지반가진 실험을 수행하고 결과를 비교하였다.



Fig. 13 Measured results of the displacement transmissibility

Table 5 Peak frequencies in the displacement transmissibility

		Estimated			Measured
Sysetm	Mode	Mass	Stiffness	Frequency	Frequency
		(kg)	(N/m)	(Hz)	(Hz)
QZS	Local	0.09	9.80	1.63	1.67
No QZS	Global	0.88	74.1	1.46	2.16
	Local	0.16	74.1	3.44	3.33

실험 방법은 지반가진의 주파수를 50 rpm→2,500 rpm까지 10 rpm씩 증가시키면서 각 가진주파수 별로 시스템 진동이 정상 상태에 도달했을 때 지반 입력 y와 상부 출력 x의 가속도를 측정 하고 그 결과로부터 변위전달율을 도출하였다.

Fig. 13은 그 결과를 도시한 것으로 QZS 조건의 충족 여부에 따라 변위 전달율의 큰 차이가 있으며 QZS 조건이 진동절연 성능을 획기적으로 개선할 수 있다는 것을 알 수 있다. 우선 가진주파수의 전 구간에서 QZS 시스템의 변위 전달율이 그렇지 않은 시스템 보다 작게 나타난다. 또한 전달율의 최대 피크가 QZS 시스템에서 는 1.76인 반면 그렇지 않은 시스템은 5.93으로 QZS 시스템에서 70.3%의 감소율을 보인다.

여기서 추가적으로 고려할 부분은 본 연구의 QZS 진동절연장치 가 Table 4에 언급한 바와 같이 스프링 제작의 오차를 줄임으로써 QZS 성능은 더욱 개선할 수 있으며 그 경우 Fig. 13에서의 전달율피 크는 나타나지 않는다는 점이다. 즉, 본 연구에서는  $k_{QZS}^m = 0.05$ 가 되어 이를 시스템 강성으로 환산하면 9.8 N/m가 되는데 이로 인하여 가진주파수 1.6 Hz 부근에서 인장 스프링을 포함한 링크 구조의 국부적 공진이 발생하여 나타나는 피크이다. Table 5는 QZS 시스템과 그렇지 않은 시스템에서 나타나는 변위 전달율의 피크를 분석한 결과로서 QZS 시스템의 피크와 3.4 Hz 부근에서 발생하는 QZS가 아닌 시스템의 피크는 예상 주파수와 측정 주파수가 거의 일치한다. 반면에 QZS가 아닌 시스템의 2.2 Hz 부근의 전달율 피크는 예상 주파수 1.5 Hz와 큰 차이를 보이는데 그 이유는 해당 피크가 시스템 전체의 1차 공진 현상과 관련이 있으며 단순 1자유 도계로 가정하고 예측한 주파수가 실제 시스템에 부합하지 않기 때문이다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 인장 및 압축 스프링을 조합한 단순구조의 QZS 시스템을 제시하고 이를 적용한 고하중 진동절연장치를 설계 제작 한 후 진동절연 성능을 분석하였다.

이를 위하여 스프링 고정 링크의 길이 및 스프링 자유길이와 관련 한 무차원 설계 변수를 도출하고 QZS 상태의 판별 기준과 하중 지지력에 따른 시스템 성능을 분석하였다. 그 결과 설계 변수  $\gamma$  및  $\alpha_o$ 가 증가할수록 QZS 성능이 향상되지만 QZS 상태에서 시스템 구성 요소 간의 간섭 방지를 위해  $\gamma$  및  $\alpha_o$ 의 상한값이 존재함을 확인하였다. 또한 기학학적 설계 변수  $\gamma$ 에 비해 스프링 특성 변수  $\alpha_o$ 가 QZS 성능에 미치는 영향이 더 크다는 것을 알 수 있었다.

QZS 진동절연장치에 대한 성능 검증은 정적 상태에서 인장 및 압축 스프링에 대한 QZS 성능 검증과 지반 가진 상태에서 변위 전달율에 근거한 진동절연 성능 검증을 수행하였다. 그 결과 제작 한 스프링의 QZS 특성은 설계 단계에서 예측한 특성과 차이가 존재하며 낮은 강성과 큰 변형이 요구되는 QZS 조건으로 인한 제작 오차, 인장 스프링의 초기 장력 및 압축 스프링의 비선형성 등으로 인하여 발생한 것으로 보인다. QZS 특성이 진동절연 성능 에 미치는 영향은 모든 가진 주파수 대역에서 매우 효과적인 것으 로 확인할 수 있었으며 공진 주파수 부근에서 최대 70% 이상의 저감 효과가 있다는 것을 검증하였다.

향후 스프링 제작 과정에서의 오차를 줄여 시스템 강성의 QZS 수렴성을 개선할 경우 변위 전달율의 전 주파수 대역에서 피크 발 생을 억제함으로써 진동절연 성능을 더욱 획기적으로 향상시킬 수 있으며 이를 위해서는 저강성 대변형 특성의 QZS 스프링 생산 기술의 확보가 필요하다.

#### References

- Perez-Aracil, J., Pereira, E., Diaz, I., Reynolds, P., 2021, Passive and Active Vibration Isolation under Isolator Structure Interaction: Application to Vertical Excitations, Meccanica, 56 1921-1935, https://doi.org/10.1007/s11012-021-01342-2.
- [2] Min, C., Dahlmann, M., Sattel, T., 2021, Numerical and

Experimental Investigation of a Semi-Active Vibration Control System by Means of Vibration Energy Conversion, Energies, 14:16 5177, https://doi.org/10.3390/en14165177.

- [3] Ma, Z., Zhou, R., Yang, Q., 2022, Recent Advances in Quasi-Zero Stiffness Vibration Isolation Systems: An Overview and Future Possibilities, Machines, 10:9 813, https://doi.org/10.3390/machines10090813.
- [4] Yan, G., Zou, H., Wang, S., Zhao, L., Gao, Q., Tan, T., Zhang, W., 2020, Large Stroke Quasi-zero Stiffness Vibration Isolator using Three-link Mechanism, J. Sound Vibr., 478 115344, https://doi.org/10.1016/j.jsv.2020.115344.
- [5] Carrella, A., Brennan, M., Waters, T., 2017, Static Analysis of a Passive Vibration Isolator with Quasi-zero-stiffness Characteristic, J. Sound Vibr., 301:3-5 678-689, https://doi.org/ 10.1016/j.jsv.2006.10.011.
- [6] Rifaie, M., Abdulhadi, H., Mian, A., 2022, Advances in Mechanical Metamaterials for Vibration Isolation: A Review, Adv. Mech. Eng., 14:3 1-20, https://doi.org/10.1177/1687813 2221082872.
- [7] Gatti, G., Shaw, A., Goncalves, P., Brennan, M., 2022, On the Detailed Design of a Quasi-zero Stiffness Device to Assist in the Realisation of a Translational Lanchester Damper, Mech. Syst. Signal Proc., 164 108258, https://doi.org/10.1016/j.ymssp. 2021.108258.
- Brennan, M., Kovacic, I., Carrella, A., Waters, T., 2017, On the Jump-up and Jump-down Frequencies of the Duffing Oscillator, J. Sound Vibr., 318:4-5 1250-1261, https://doi.org/10.1016/ j.jsv.2008.04.032.
- [9] Fan, H., Yang, L., Tian, Y., Wang, Z., 2020, Design of Metastructures with Quasi-zero Dynamic Stiffness for Vibration Isolation, Compos. Struct., 243 112244, https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2020.112244.
- [10] Shin, E., 2018, Balancers for an Operating Lamp Using Compression Springs, J. Korean Soc. Manuf. Technol. Eng., 27:2 160-166, https://doi.org/10.7735/ksmte.2018.27.2.160.

	Seok-Chun Jeon	
	M.S. Degree in the Department of Mechanical	
	Engineering from Chungbuk National	
	University.	
	His research interests include Quasi-zero	
	Stiffness and Plastic Processing Analysis.	
	E-mail: paplerepom@gmail.com	
	Kee-Sung Kim	
	Ph.D. Candidate in the Department of Precision	
	Mechanical Engineering from Chungbuk	
	National University.	
	His research interests include Dynamic FEA	
	Simulation, Vibration Analysis and Quasi-zero	
	Stiffness.	
	E-mail: gsk0221@chungbuk.ac.kr	
	Eung-Soo Shin	
	Professor in the Department of Mechanical	
JES 1	Engineering, Chungbuk National University.	
	His research interest is Dynamic	
5	Characterization of Mechanical Systems.	
	E-mail: esshin@chungbuk.ac.kr	