Check for updates

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., 36(1) : 74~82, 2026
https://doi.org/10.5050/KSNVE.2026.36.1.074

한국소음진동공학회논문집 제 36 권 제 1호, pp. 74~82, 2026
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

선급 형식승인 진동시험에서 Q-factor 기반 공진 선정 지표의 유효성에 관한 실험적 연구

Experimental Study on the Validity of a Q-factor Based Resonance Selection Criterion in Type-approval Vibration Tests for Shipboard Equipment

이 상 기* · 백 세 웅* · 이 병 욱* · 정 호 연* · 김 찬 중†
Sang-Gi Lee*, Se-Woong Baek*, Byeong-Uk Lee*, Ho-Yeon Jeong* and Chan-Jung Kim†

(Received December 16, 2025 ; Revised January 3, 2026 ; Accepted January 14, 2026)

Key Words : Q-factor(공진 첨예도), Based Excitation(기초 가진), Random Vibration(랜덤 진동), Vibration Fatigue Test(진동 피로 시험)

ABSTRACT

Type-approval vibration tests for shipboard equipment commonly apply sinusoidal sweep tests, using the Q-factor to select critical resonances for endurance evaluation. However, shipboard equipment generally exhibits multi-degree-of-freedom (MDOF) behavior under base excitation, and Q-factor validity as a vibration fatigue indicator remains unclear. In this study, we experimentally evaluated the applicability of Q-factor-based resonance selection using cantilever-type specimens and a shipboard electrical control panel. Specimens with identical material (S45C) and geometry, but varying thickness (3 mm ~ 5 mm) exhibited Q-factors of 29.5 ~ 60.7, while fatigue life correlated more strongly with bending stress than with Q-factor. In several cases, specimens with lower Q-factors failed earlier due to higher stress concentration. For the electrical control panel, we observed multiple closely spaced resonances (26 Hz ~ 50 Hz) with location-dependent Q-factors of 4.9 ~ 14.8. Random vibration tests (15 Hz ~ 70 Hz, 0.701 g RMS) caused fatigue failure at a transformer bracket within approximately 7 min, despite its Q-factor being similar to other components. The failure was governed by local stiffness degradation and mass-induced stress concentration rather than resonance sharpness. These results demonstrate that Q-factor alone is insufficient to assess vibration fatigue risk in MDOF shipboard equipment. Effective resonance selection should thus account for response location, structural stress characteristics, and time-dependent dynamic changes.

1. 서 론

선박에는 추진기관, 발전기, 펌프, 팬, 프로펠러 등 다양한 기진원(exciting sources)이 존재하며, 이들로부터 발생하는 진동과 소음은 선체 구조와 공기를 매개로 구조전달 진동(structure-borne vibration) 및 공기전달음(air-borne noise)이 확산된다. 이 과정에서

† Corresponding Author ; Member, Mechanical Engineering, Pukyong National University, Professor
E-mail : cjkim@pukyong.ac.kr
* Member, Vibration & Environmental Team, Korea Marine Equipment Research Institute, Researcher

‡ Recommended by Editor Jung Woo Sohn
ⓒ The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

기계의 가진력은 선체를 통해 다른 구역으로 전달되어 진동을 유발한다. 따라서 선박 내에 설치되는 전장품이나 제어장비 등 자가진동원이 없는 부품은 이러한 환경에서 충분한 내진동성을 확보해야 한다.

국제선급협회(IACS)는 선박용 전기·전자 장비의 형식승인(type approval)을 위한 환경시험 규격인 UR E10을 제정하였으며[1], 다양한 국가의 선급에서도 이를 진동시험 기준으로 채택하여 적용하고 있다. 진동 시험 절차는 각 제품의 공진주파수(resonant frequency)를 탐색한 뒤, 해당 주파수에서 내구시험(endurance test)을 수행하도록 규정하고 있다. 공진주파수를 탐색하는 과정에서 공진 선정 인자로 Q-factor를 활용하는데, 이 값이 5를 초과하는 경우 감쇠가 부족한 것으로 평가하여 체결 조건 및 구조적 설계를 재검토 해야한다[2].

외력 가진(force excitation)을 받는 단자유도계(SDOF, single degree of freedom)의 경우 1차 모드에서 공진주파수와 Q-factor가 일치하지만, 진동 시험은 기초가진(base excitation)이며, 실제 구조물은 단자유도계 모델로 설명하기 어려운 경우가 많다. 볼트 체결 구조, 보강재가 포함된 패널, 내부 부품이 결합된 장치 등은 다자유도계(MDOF, multi degree of freedom)로 거동하며, 이 경우 모드 간의 상호작용과 모드별 감쇠 특성의 차이가 발생한다.

그리고, 실제 진동 피로 특성은 Q-factor보다는 부재에 발생하는 굽힘응력의 크기에 더 직접적인 영향을 받는다. 즉, Q-factor가 높더라도 내구시험 동안 부재에 발생하는 굽힘응력이 충분히 작다면 피로파괴가 발생하지 않을 수 있으며, 반대로 Q-factor가 낮더라도 큰 굽힘응력이 발생하는 경우에는 비교적 짧은 시간 내에 피로파괴가 발생할 수 있다.

이 연구에서는 Q-factor가 다자유도계 시스템에서 감쇠 특성을 대표하기 어려운 한계를 규명하고자 한다. 이를 위해 단자유도계로 근사화한 시스템과 다자유도계에서 Q-factor의 정의와 적용성을 비교하고, 시편을 대상으로 한 정현파 진동 시험과 전장 판넬 대상으로 랜덤 진동 시험을 수행해 실험적 검증을 수행할 예정이다.

2. 이론적 배경

2.1 가진 방식 및 Q-factor

단자유도계로 정의된 진동계는 질량 m, 감쇠 계수 c, 강성 k로 구성된 단자유도계로 이상화할 수 있으며 운동방정식은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$m\ddot{x}(t)+c\dot{x}(t)+kx(t)=F(t) \tag{1}$$

여기서, $F(t)$는 외력 가진을 의미하며 정상상태의 변위 응답비는 식 (2)와 같이 주어진다.

$$\frac{X}{(F/k)}=\frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}} \tag{2}$$

여기서, $r=\frac{\omega}{\omega_n}$은 주파수비, $\omega_n=\sqrt{\frac{k}{m}}$은 고유진동수, $\zeta=\frac{c}{2\sqrt{km}}$은 감쇠비이다.

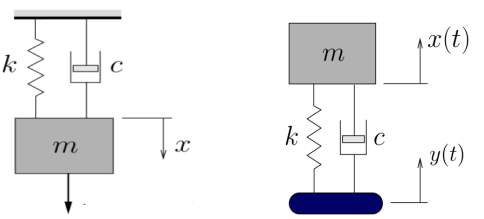
한편, 실제 진동가진기를 이용한 진동 시험에서는 외력 가진이 아닌 기초 가진 형태로 하중이 전달된다. 이 경우, 기초가 가진하는 변위 $Y(t)$에 의해 질량의 절대 변위 $X(t)$가 유도되며, 응답비는 식 (3)과 같이 표현된다.

$$\frac{X}{Y}=\sqrt{\frac{1+(2\zeta r)^2}{(1-r^2)^2+(2\zeta r)^2}} \tag{3}$$

Fig. 1은 각각 외력 가진과 기초 가진의 단자유도계 시스템이며, Fig. 2와 Fig. 3은 각각 외력 가진에 의한 응답비와 기초 가진에 의한 응답비를 나타낸다. 두 경우 모두 주파수비(r)가 1 근처인 공진 영역에서 감쇠비가 작을수록 큰 증폭이 발생하며, 특히 기초 가진의 응답비는 진동 시험 시 진동 가진기에서 시편에 전달되는 하중 증폭의 주요 요인이다.

Q-factor는 시스템의 감쇠특성을 나타내는 대표 인자로 정의되며, 공진 응답곡선을 통해 식 (4)의 반치폭 관계식으로 근사할 수 있다.

$$Q=\frac{f_n}{\Delta f}=\frac{1}{2\zeta} \tag{4}$$



(a) Force excitation (b) Base excitation

Fig. 1 SDOF system models

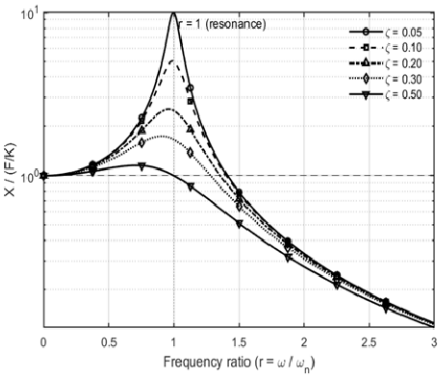


Fig. 2 Displacement response X/(F/K) of a force-excited SDOF system

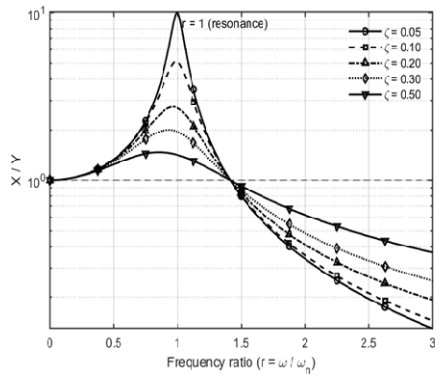


Fig. 3 Displacement transmissibility X/Y of a base-excited SDOF system

여기서, $\Delta f = f_2 - f_1$은 응답이 최대 진폭에서 3 dB 감쇠하는 두 주파수의 대역폭이며, f_n은 시스템의 고유주파수다. 따라서 Q-factor가 클수록 감쇠가 작고, 구조물은 에너지를 많이 저장하는 성향을 가지게 된다. 이 개념은 선급 진동시험에서 감쇠 성능 판정에 사용되며, 일반적으로 $Q \leq 5$일 경우 충분한 감쇠가 확보된 것으로 간주된다.

그러나 일부 선급에서는 Q-factor와 응답비를 명확히 구분하지 않고 혼용하고 있어, 공진 선정 기준의 물리적인 의미가 충분히 반영되지 못한다는 한계가 있다.

2.2 랜덤 진동 응답 해석

정현파 가진(sine excitation)은 단일 주파수에서의 응답 특성을 분석하는 방식이다. 그러나 실제 구조물은 시간에 따라 진폭과 위상이 지속적으로 변하는 불규칙한 가진을 받는 경우가 대부분이다. 이러한 가진은 일정한 주파수, 진폭, 위상이 아닌 확률적으로 변화하는 랜덤 신호 형태로 나타난다. 이때 전체 응답은 다양한 주파수 성분들이 확률적으로 결합하여 형성되며, 시간 영역에서는 예측할 수 없지만 주파수 영역에서는 통계적으로 일정한 확률적 특성을 갖는다는 점에서 해석이 유효하다.

Newland는 랜덤 진동을 시간적으로는 무질서하지만, 통계적으로는 일정한 에너지 분포를 주파수상에 갖는 신호로 정의하였다[3]. 즉, 개별 시간에서의 진동값은 예측할 수 없지만, 긴 시간 동안 평균을 취하면 각 주파수 성분이 일정한 에너지를 유지한다. 이러한 신호 특성은 파워 스펙트럼 밀도(PSD, power spectral density)를 통해 정량화되며, 이는 단위 주파수당 평균 진동에너지를 나타낸다. PSD가 높은 주파수 대역은 해당 영역에 에너지가 집중되었음을 의미하며, 전체 PSD 곡선의 면적은 시스템이 가진 전체 진동 에너지에 해당한다. 수학적으로, 전체 응답의 평균 제곱값(RMS)은 식 (5)와 같이 PSD의 적분으로 정의된다.

$$\sigma_s = \sqrt{\int_0^\infty S_x(f)\ df} \tag{5}$$

여기서, $S_x(f)$는 시스템 응답의 PSD를 의미한다. Newland는 이러한 개념을 바탕으로, 시간 영역에서의 자기상관함수(autocorrelation function)와 주파수 영역에서의 PSD 사이의 관계를 푸리에 변환(Fourier transform)을 통해 식 (6)과 같이 제시하였다.

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j2\pi f\tau}\ d\tau \tag{6}$$

여기서, $R_x(\tau)$는 응답의 자기상관함수(autocorrelation function)이다. 이 식은 PSD가 시간적 상관성의 주파수 분포를 나타내는 푸리에 변환임을 의미하며, 랜덤 진동 해석의 이론적 기반을 형성한다.

또한, 선형 시스템의 경우, 입력과 출력간의 PSD 관계는 전달함수(transfer function, H(f))를 통해 식 (7)과 같이 정의된다.

$$S_x(f) = |H(f)|^2 S_y(f) \tag{7}$$

여기서, $S_y(f)$는 입력 PSD이다. 즉, 주파수 영역에서의 시스템 응답은 정현파 가진 응답과 유사하게 스펙트럼 분포와 구조물의 동특성에 의해 결정된다. 입력

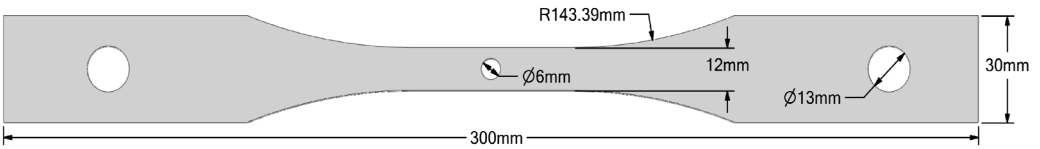


Fig. 4 Geometry and dimensions of the test specimen

에너지가 특정 주파수대역(예: 고유주파수 부근)에 집중될 경우, 해당 대역의 응답 PSD가 크게 상승하며, 이로 인해 구조물에 높은 응력 및 변위 응답이 발생한다. 반대로 감쇠가 큰 영역에서는 응답 PSD가 낮게 나타난다.

3. 단순 형상 시편의 공진 응답 및 정현파 진동 피로시험

외팔보는 실제로 다자유도계 거동을 하지만, 1차 모드가 지배적인 영역에서는 단자유도계로 모델링하는 근사가 널리 사용된다. 이러한 근사 조건에서 Q-factor와 피로파괴 간의 관계를 검토하기 위해 Fig. 4와 같이 ASTM E466-21 표준에서 제시하는 형상을 기반으로 시편을 설계하였다[4]. 해당 표준은 인장-압축 피로시험을 위한 국제 표준으로, 이 연구에서는 이 표준에서 제시하는 시편 형상을 그대로 적용하되, 이를 인장–압축 시험이 아닌 진동 가진 조건에서의 피로 거동 평가에 활용하였다.

형상과 재질을 동일하게 유지한 상태에서 단면 강성의 변화를 통해 공진주파수 및 감쇠비의 변화와 진동 피로한도 변동을 비교하기 위해 시편의 단면 두께는 3 mm ~ 5 mm로 제작하였다. 재질은 일반 구조용 강인 S45C강(S-N 선도: 기울기 0.0806, 응력 절편 664.5 MPa)을 사용하였다. 그리고 시편의 중앙부에는 응력 집중을 유도하기 위해 직경 6 mm의 원형 홀을 추가하였다.

시험 및 데이터 분석을 위해 vibration shaker (model: K170-16CA/HST, U.D, U.S.A) 및 vibration controller(model: VR8500, Vibration Research, U.S.A)을 사용하였고, IEPE 타입 단축 가속도 센서 2개 (model: AC-107A, KS77C-10)를 이용해 입력 가진을 제어하고 시편 응답을 모니터링 하였다. 가진 방향은 시편의 굽힘 모드가 가장 잘 나타나는 상하 방향으로 설정하였다. 시험 세팅 사진 및 센서의 배치는 Fig. 5에 나타내었다.

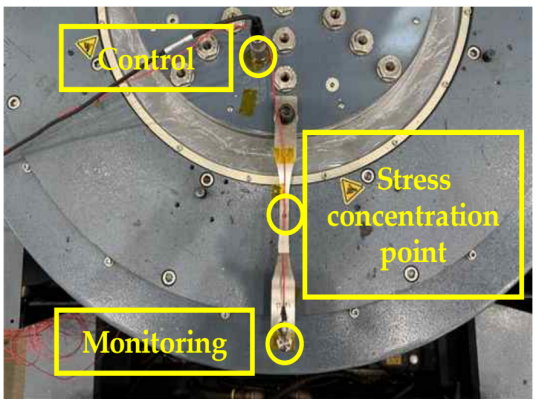


Fig. 5 Vibration test set-up for the specimens

Table 1 Sinusoidal sweep test profile

Frequency [Hz]	Acceleration [g]	Sweep rate [octave/min]	Number of sweeps
10 ~ 50	0.1	0.5	1

이 시편은 낮은 감쇠비로 인해 끝단 응답 진폭이 과도하게 증폭되고, 공진대역에서 가진기와 시편 사이의 위상 차이로 응답 신호가 왜곡되는 한계가 있었다. 이에 이 연구에서는 정현파 소인시험을 통해 Q-factor를 근사적으로 추정하고 이를 감쇠비 ζ로 환산한 후, 동일 경계조건과 감쇠비를 적용하여 Ansys사 Harmonic Response 모듈을 통해 보다 신뢰성 있는 주파수 응답과 Q-factor를 도출하였다. 감쇠비 추정을 위한 정현파 소인시험 profile은 Table 1과 같다.

Harmonic Response 해석을 위해 시편 형상을 2차원 quad 요소로 모델링하고 두께별로 요소·절점 수를 조정하였다. 이를 통해 두께 차이를 반영하면서도 메쉬 의존성이 적은 수렴 해를 확보하였다. 시편 두께별 유한요소 모델은 Table 2, 정현파 응답 해석 결과는 Table 3, Fig. 6에 나타내었다.

해석을 통해 공진주파수, Q-factor를 확인한 뒤, 두께별 3개씩 총 9개의 시편을 대상으로 피로 내구시험을 수행하였다. 피로 내구시험은 Table 3의 두께별 1차 공진주파수에서 진행되었다. 5 g의 일정한 가속도로 정현파 가진 시험을 수행하였으며, 시편의 파단이 발생할 때까지 가진을 지속하였다.

시험 중 시편 끝단 가속도 응답을 실시간 계측하고, 단자유도계 전달함수에 기반한 이론 응답비–주파수비 식과 감쇠비 ζ 가정을 이용하여, 공진 이후 영역에서 응답비 R_i로부터 주파수비 r^*를 역으로 추정하고 $f_n = f/r^*$로 시간 경과에 따른 고유주파수 변화를

Table 2 Finite element models for specimens with different thicknesses

Thickness [mm]	Nodes (each)	Elements (each)	Element type
3	39 555	8226	Quad (2D)
4	22 619	4643	
5	29 193	5996	

Table 3 Results of sinusoidal sweep tests and harmonic response analysis

Thickness [mm]	Estimated damping ratio [%]	Resonance frequency [Hz]	Q-factor
3	1.63	25.11	29.53
4	1.00	34.88	49.80
5	0.81	44.73	60.69

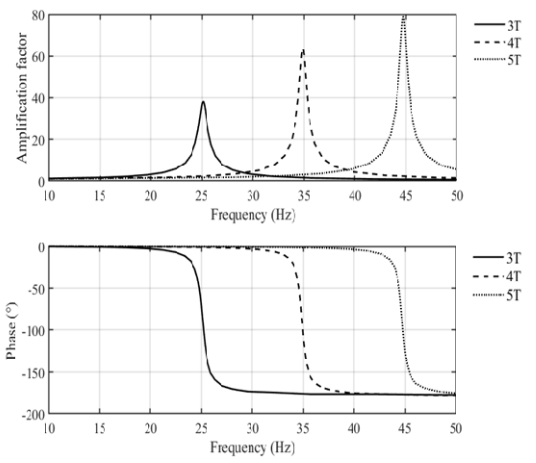


Fig. 6 Results of harmonic response analysis

계산하였다.

이 방법은 서클 피팅(circle fitting)과 같은 복소 평면 해석 대신[5], 응답비만을 사용하는 스칼라화(scalarized) 근사 기법으로 단순화한 것으로, 위상 정보를 확인할 수 없는 고정주파수 가진 시험에서 예측된 고유주파수의 감소 거동을 통해 균열 진전 및 시편의 동특성 변화를 간접적으로 평가하였다.

위 과정을 수행함으로써, 시편의 고유주파수 변화를 예측하였으며, 시험 시간에 따라 예측된 고유주파수의 변화 거동을 Fig. 7에 도시하였고, 파단된 시편의 파단면은 Fig. 8에 나타내었다.

피로시험 중 응답비를 통해 예측한 고유주파수는 모든 시편에서 시간이 경과함에 따라 점진적으로 감소하는 경향을 보였으며, 이는 균열 진전에 따른 단면 강성 저하와 일치 하는 현상으로 해석된다. 다만, 해당 고유주파수는 공진 이후 영역에 대해 주파수를 추정한 값이므로, 이러한 경향을 강조하는 지표로 보는 것이 타당하다.

특히, 얇은 시편일수록 고유주파수 감소 속도가 빠르고 피로수명이 짧게 나타났다. 동일 재료의 경우 피로수명은 Q-factor보다 식 (8)과 같이 외팔보의 단면의 두께와 굽힘응력에 더 큰 영향을 받는 것으로 분석된다.

$$\sigma_{\max} = \frac{6M}{bh^2} \tag{8}$$

굽힘응력 증대로 인해 동일한 가진 조건에서도 단위 시간당 손상 누적률($\frac{dD}{dt}$)이 상대적으로 커지게 되며, 결과적으로 두꺼운 시편 대비 피로수명이 단축되는 경향을 보인다.

4. 선박 탑재장비의 공진 응답 및 랜덤 진동 피로시험

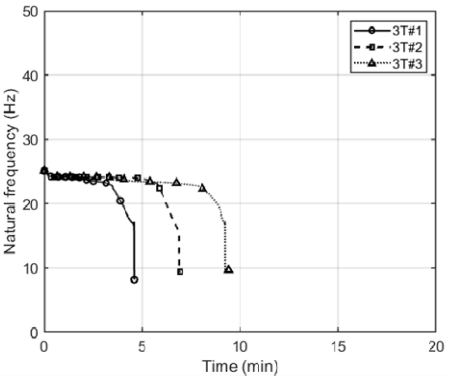
실제 선박에 탑재되는 전장 판넬을 대상으로 도어를 제거한 상태의 본체에서 나타나는 다자유도계 동특성을 평가하기 위해 진동 시험을 수행하였다. 이 시험은 복수 모드 간의 간섭 현상과 비균질한 감쇠 분포를 확인하고 판넬에 부착된 부품의 위치별 Q-factor와 진동 피로한도를 비교·분석하기 위해 진행하였다. 가진 방향은 판넬의 응답이 가장 두드러지게 나타나는

전후 방향으로 설정하였다.

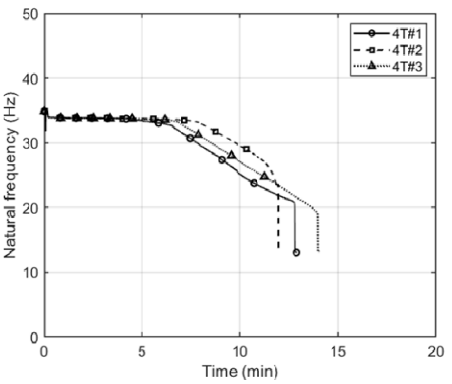
판넬의 도어는 시험 중 판넬 내부의 부품 배치 및 센서 부착 상태를 확인하기 위해 제거하였으며, 도어를 제거한 판넬의 제원은 Table 4에 정리하였다.

시편 시험에 사용한 가진기 및 컨트롤러를 동일하게 적용하였으며, 응답 특성 측정을 위해 IEPE 타입 단축 가속도 센서 4개(model: KS77C-10)를 부착하였다. Ch.5 ~ Ch.8에 해당하는 가속도 센서는 판넬 내부의 중판 및 주요 전장품에 부착하였다. 시험 세팅 사진 및 가속도 센서 4개의 부착 위치는 Fig. 9에 나타내었다.

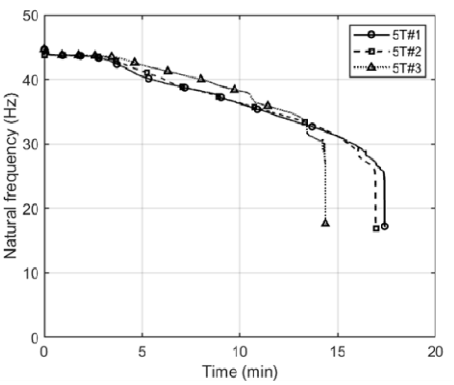
중판은 내부 전장품(MCCB, 계기류 등)을 지지하는 구조로서, 외부 가진에 의해 전달되는 진동이 내부 부품으로 전달되는 양상을 평가하기 위한 기준면으로 활용하였다. 또한 주요 전장품에 센서를 부착함으로써, 부품별 동적 응답 특성과 공진 경향을 직접 비교·분석할 수 있도록 시험을 구성하였다.



(a) 3 mm



(b) 4 mm



(c) 5 mm

Fig. 7 Predicted resonance frequency variation for specimens of different thicknesses under fixed-frequency sinusoidal excitation

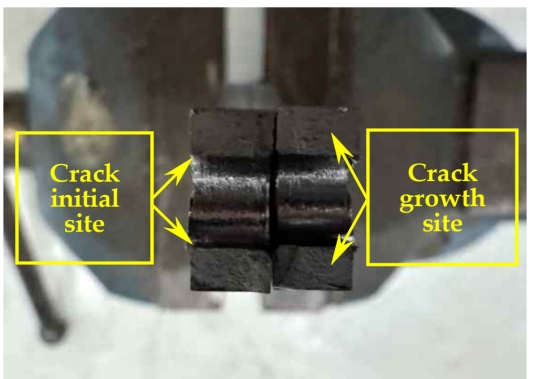


Fig. 8 Fracture surfaces of specimens after vibration fatigue endurance test

Table 4 Specifications of the electrical control panel

Material	SUS316L 2.0 T	
Dimensions	500 mm (W) × 180 mm (D) × 600 mm (H)	
Weight	28 kg	
Mounting method	4-point bolted fastening (M12)	
Main components	Component name	Amount (each)
	Molded case circuit breaker (MCCB)	1
	Miniature circuit breaker (MCB)	3
	Magnetic Contactor (MC)	1
	Transformer	1
	Relay	1

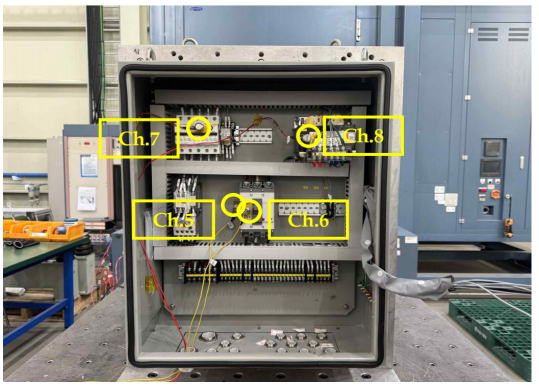


Fig. 9 Vibration test set-up for the electrical control panel with door removed (monitoring channels: Ch.5 ~ Ch.8)

Table 5 Resonance search profile for the type approval vibration test

Frequency [Hz]	Displacement [mm]	Acceleration [g]	Sweep rate [octave/min]
5 ~ 13.2	2	-	1
13.2 ~ 100	-	0.7	

전장 판넬의 내구특성을 평가하기 전, Table 5와 같이 선급 형식승인 진동시험의 공진 탐색을 수행해 주파수 응답 특성을 사전에 확인하였다. 시험 결과로부터 확인된 응답비 및 Q-factor는 Table 6에, 주파수 응답특성은 Fig. 10에 나타내었다[1].

약 26 Hz에서 모든 채널에서 공통적으로 뚜렷한 피크가 형성되며, 이는 중판 전체가 굽힘 모드로 진동하는 1차 공진으로 판단된다. 이후 주파수 대역에서는 근접한 복수 모드가 동시에 작용하면서 채널별 응답과 Q-factor가 단일 모드 거동과는 다른 양상을 보인다. 전장 판넬처럼 많은 부품이 부착된 구조에서는 여러 고유진동수가 서로 가까이 분포하기 때문에 모드 간 간섭에 따라 각 모드의 진폭이 상호 영향을 주고받고, 응답이 불규칙한 특징이 나타난다.

특히 모드 간 주파수 간격이 좁을수록 이러한 효과가 두드러져 공진 응답이 첨예해지며, 공진 탐색 결과 39 Hz 이상 2차 공진주파수에서 확인되었다.

이 시험에서는 공진주파수가 시간 경과에 따라 미세하게 변동하는 특성상, 단일 주파수 조건의 정현파 가진만으로는 실시간 응답 변화를 충분히 반영하기 어렵다는 한계가 있다. 이에 따라 응답 특성의 시간적 변화를 추적하면서 동시에 여러 주파수 성분을 인가할 수 있는 랜덤 진동시험을 수행하였다.

시험에는 Table 7에 제시된 랜덤 진동 프로파일을 적용하였으며, Fig. 11에는 시간 경과에 따른 센서 위치별 응답 스펙트럼 변화를 나타내었다.

시험 시작 직후 Ch.8 위치인 변압기의 구조 강성이 감소하기 시작하였으며, 약 4분 경과 후 변압기를 고정하는 브라켓에 균열이 발생하였다. 이후 균열이 성장하며 공진주파수가 점진적으로 감소하였고, 파단

Table 6 Resonance frequencies and Q-factors of the electrical control panel with door removed

Resonance frequency [Hz]	Ch.	Amplification factor	Q-factor
26.31	7	6.02	8.26
26.35	5	8.80	7.72
26.35	6	9.01	9.01
26.43	8	8.38	7.50
39.25	5	3.07	14.77
39.25	6	3.02	14.63
43.86	8	3.42	4.88
49.96	5	3.95	14.32
50.26	6	3.51	13.06
67.43	7	3.60	12.79

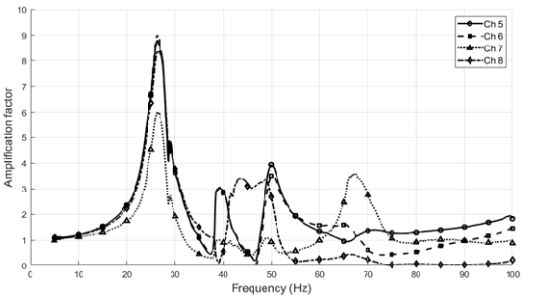
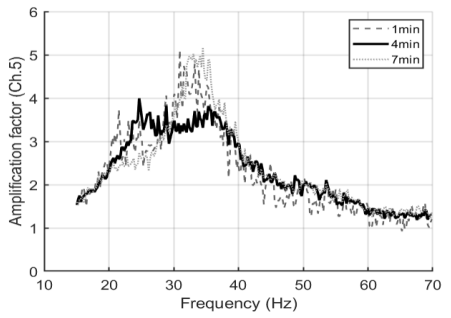


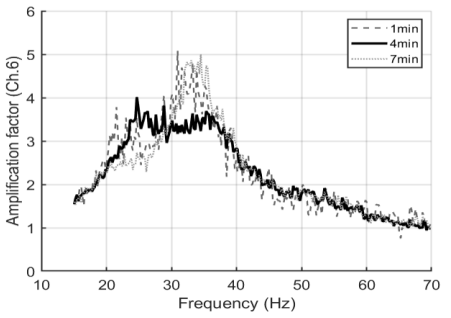
Fig. 10 Frequency response of the electrical control panel with door removed

Table 7 Random vibration test profile (control spectrum)

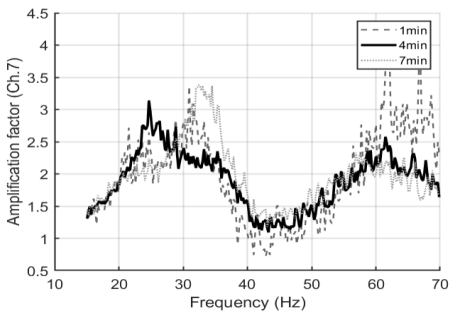
Frequency [Hz]	PSD [g^2/Hz]	g RMS [g]	DOF
15 ~ 70	0.0089	0.701	130



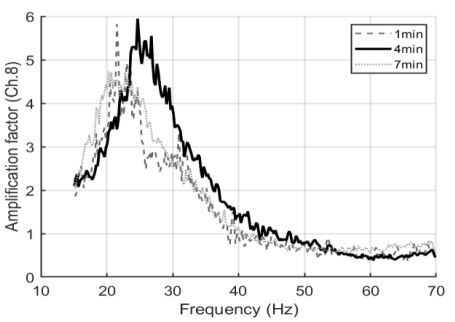
(a) Ch. 5



(b) Ch. 6



(c) Ch. 7



(d) Ch. 8

Fig. 11 Changes in response spectrum at each sensor location over time

직전인 약 7분경에 시험을 중단하였다.

브라켓은 초기에는 변압기를 중판에 고정하는 역할을 하였으나, 균열이 진전되면서 그 기능을 상실하고 점차 자유단과 유사한 상태로 변화하였다. 이로 인해 변압기가 중판과 일체로 거동하지 못하게 되었으며, 해당 영역은 진동 에너지를 충분히 전달하거나 흡수하지 못하는 국부적인 연성 영역으로 변하였다.

실제로 균열이 진행된 이후 Ch.5 ~ Ch.7의 응답에서는 균열 발생 이전보다 공진주파수가 상승하였고, 진폭 또한 뚜렷하게 증가하였다. 이는 브라켓의 손상으로 인해 변압기와 중판 사이의 기계적 결합이 약화되면서 해당 부위의 유효질량이 감소하였고, 이에 따라 인접 부착물 위치의 질량 대비 강성비가 상대적으로 커져 공진주파수와 응답비가 모두 증가하는 현상으로 발생하였다. 다시 말해, 균열 부근은 에너지 전달을 줄이는 감쇠원으로 작용하고, 중판에 부착된 다른 부품들은 진동 에너지를 더 많이 받아 응답이 증폭되는 형태로 구조적 거동이 변화한 것으로 확인되었다.

랜덤 진동시험 전 수행한 공진 탐색 시험 결과를 통해 파괴가 발생한 변압기의 Q-factor는 다른 부착부와 유사한 값임을 확인하였다. 그러나 이를 지지하는 브라켓은 상대적으로 얇고 강성이 부족하며, 변압기는 약 4 kg로 이는 최대 0.7 kg인 다른 부품들에 비해 현저히 무겁다. 이를 통해 유사한 Q-factor 및 응답비를 나타내더라도 브라켓의 응력 집중부에는 더 큰 하중이 집중되어 상대적으로 적은 반복 횟수에서 파단에 도달한 것으로 판단된다.

이러한 결과는 Q-factor가 피로파괴 거동을 단독으로 설명하기에는 한계가 있음을 보여주며, 구조적 형상이나 지지 조건 등 다른 요인의 영향을 함께 고려할 필요가 있음을 시사한다.

5. 결 론

이 연구에서는 선급 진동시험에서 Q-factor의 공진 선정 기준으로 사용할 때의 적용 타당성을 실험적으로 검토하고, 실제 구조적 손상에 영향을 미치는 주요 요인을 규명하였다.

Q-factor가 구조물의 감쇠 특성과 에너지 저장 능력을 나타내는 인자라 하더라도, 피로 손상은 구조 내 응력집중과 경계조건 변화에 더 민감하게 반응함을 확인하였다.

다자유도계 시스템의 경우 응답 위치에 따라 공진 주파수와 Q-factor가 다르게 나타나며, 인접 모드 간의 간섭으로 반치폭의 정의가 모호해진다. 이로 인해 Q-factor가 구조 전체의 감쇠 특성을 대표하기 어려우며, 다자유도계 구조에서는 위치별 응답 특성과 경계조건을 함께 고려해야 함을 확인하였다.

피로가 누적됨에 따라 구조 강성이 저하되고 진동 모드가 재배치되면서, 공진 응답과 Q-factor 또한 지속적으로 변화하였다. 이러한 결과는 구조물의 피로진전 과정에서 Q-factor가 일정하지 않음을 보여주며, 다자유도계의 공진 선정 지표는 실시간으로 확인할 필요성을 시사한다.

한편, 이 연구는 특정 형상의 시편과 단일 전장 판넬을 대상으로 수행한 한정적인 검증 결과로, 다양한 형상의 구조물 및 장비에 대한 추가적인 검증이 필요하다. 또한 가속도 응답을 이용한 간접적인 응력 추정 방법을 사용하였다는 한계를 가지므로, 향후에는 스트레인 게이지를 활용한 직접 응력 계측과 보다 다양한 구조 형상 및 경계조건에 대한 체계적인 추가 검증이 필요하다.

향후, 연구에서는 내구 시험 중 피로 진전에 의한 구조 강성 변화율, 공진주파수 이동, 응답 스펙트럼 분포와 같은 지표를 종합적으로 고려하여 진동 피로 손상을 평가할 수 있는 방법을 정립할 필요가 있다. 또한 MIL-STD-810 Series에서 일반적으로 수행되는 랜덤 진동시험을 선박에서 발생하는 실제 진동 스펙트럼을 바탕으로 선박의 탑재 조건과 운용 환경에 적합하도록 수정·적용하는 방안을 연구할 예정이다[6]. 이를 통해 선박용 전장품 및 구조물의 내진동 성능을 정량적으로 평가하고, 선급 진동시험 기준의 현실적 개선에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 한국연구재단 개인기초연구(과제번호: 2710081534) 사업 성과물이다.

References

(1) International Association of Classification Societies, 2023, Test Specification for Type Approval - Environmental Tests, IACS, IACS UR E10, London, United Kingdom.

(2) Norton, M. P. and Karczub, D. G. 2003, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, 2nd Edition, Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom, pp. 45~51.

(3) Newland, D. E., 1993, An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis, 3rd Edition, Longman, United Kingdom.

(4) ASTM International, 2021, Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials, ASTM International, ASTM E466-21, PA, United States.

(5) Kang, D. S., Bae, S. H., Baek, S., 2023, Modal Parameter Estimation for PH15-7Mo Bracket Vibration Fatigue Failure with a Base Excitation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 33, No. 6, pp. 663~670.

(6) U.S Department of Defense, 2019, Department of Defence Test Method Standard Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, U.S Department of Defense, MIL-STD-810H:2019, DC, United States.