

MIL-STD-167-1A의 탄성회전체 진동 기준치 개선에 대한 연구

Research for Improvement of Flexible Rotor Vibration Criteria in MIL-STD-167-1A

김 용 훈[†] · 한 형 석* · 전 수 홍* · 이 청 원*

Yonghoon Kim[†], Hyungsuk Han*, Soohong Jeon* and Cheongwon Lee*

(Received September 11, 2020 ; Revised October 14, 2020 ; Accepted October 28, 2020)

Key Words : Naval Shipboard Equipment(함정탑재장비), Vibration(진동), Rotating Equipment(회전기계), Balance Quality Grade(평형품질등급), Rigid Rotor(강성회전체), Flexible Rotor(탄성회전체), Displacement Single Amplitude(편진폭 변위)

ABSTRACT

MIL-STD-167-1A is a test method standard for mechanical vibrations of shipboard equipment. This standard classifies vibration into two types which are Type I environmental vibration and Type II internally excited vibration. This study is focused only on the Type II internally excited vibration. Type II further classifies its vibratory criteria into two types, that is, which are Rigid rotor vibration and Flexible rotor vibration. Rigid rotor's criterion limits the maximum vibratory level by means of the maximum allowable residual unbalance. In contrast, flexible rotor's criterion limits by means of maximum allowable vibratory displacement. According to MIL-STD-167-1A, machinery with rotors which are unable to meet the rigid rotor's criterion shall be balanced in accordance with the flexible rotor's criterion instead, and its vibratory displacement shall meet the flexible rotor's criterion. However, this standard does not clarify how equivalent are these criteria. Therefore, several tests have been performed under Flexible rotor's criterion without knowledge of relationship between flexible and rigid rotor criterion. This study attempted to determine the relationship between these two criteria using experimental method, and to determine a method to improve flexible rotor's criterion.

1. 서 론

MIL-STD-167-1A는 함정탑재장비의 진동에 대한 미 해군 표준서로, 진동의 유형을 TYPE I(환경 진동) 및 TYPE II(내부 가진 진동)으로 구분하여 각 유형에 대한 기준치를 제시하고 있다^(1,2). 이 연구에서 다루고자 하는 TYPE II 유형은 회전장비의 밸런싱 상태에 따른 진동

수준을 판단하는 기준이며 회전장비가 장착하고 있는 회전체의 종류에 따라 강성회전체 진동기준과 탄성회전체 진동기준으로 구분하여 기준을 제시하고 있다.

MIL-STD-167-1A는 강성회전체 기준을 만족할 수 없는 경우에 대하여 탄성회전체 기준을 대신 적용하여 시험 및 평가할 수 있도록 정하고 있다⁽¹⁾. 그렇다보니 실무에서는 G1.0~G2.5와 같이 엄격한 수준을 요구하는 강성회전체 기준의 시험 대신 탄성회전체 기준

[†] Corresponding Author ; Member, DTaQ, Researcher
E-mail : yhkim5154@dtAQ.re.kr

* Member, DTaQ, Researcher

A part of this paper was presented at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

으로만 시험하는 경우가 다수 존재한다. 이와 같이 표준서가 두 진동기준 간 시험방법 및 평가기준의 대체 적용을 허용한다는 것은 두 기준이 상대적으로 동등한 수준이기 때문일 것으로 추측할 수 있다. 그러나 이 표준서는 진동기준들의 상대적 관계에 대해서 명시하지 않고 있어서 실제로 두 진동기준이 동등한 수준인지 알 수 없는 실정인므로, 이에 대한 상대적 관계를 먼저 규명할 필요가 있다.

한편, 회전체에서 기인한 진동이 구조를 통해 전달되어 발생하는 구조소음(structureborne noise)의 계측값들이 기준치를 초과하는 경우에도 회전체 진동변위 계측값은 여전히 탄성회전체 기준치를 만족하는 경우가 많다. 따라서 현행 탄성회전체 진동기준은 매우 관대한 수준으로 설정된 것으로 의심되며, 기준치로서의 적합성을 재검토하여 필요시 기준치를 개선해야 할 것으로 보인다.

이 연구에서는 MIL-STD-167-1A의 TYPE II 내부 가진 진동의 강성회전체 진동기준과 탄성회전체 진동기준의 상대적 관계를 실험적으로 분석했다. 강성회전체 기준에 따라 실험장비의 불평형을 변화시키고 그때의 진동변위를 계측하여 탄성회전체 기준과 비교하는 방식으로 실험을 진행했다. 실험 결과를 토대로 탄성회전체 진동기준의 적합성에 대해 고찰하였고, 최종적으로 탄성회전체 진동기준의 개선안을 도출 및 제안하였다.

2. 이론적 배경

2.1 회전체 불평형

MIL-STD-167-1A 및 ISO 1940-1의 정의에 의하면 회전체 불평형이란 회전체의 회전중심과 질량중심이 일치하지 않는 현상을 말하며 그로인해 발생하는 진동 및 원심력이 베어링에 인가되는 상태를 말한다^(1,3). 모든 회전체는 제작 오차나 재료 불균질 등 다양한 원인에 의해 불평형 상태를 갖는다. 회전체가 과도한 불평형 상태에서 지속적으로 운전할 경우 과진동에 의해 베어링과 같은 부품의 파손이나 용접부 균열 등의 문제를 야기한다. 이러한 문제를 예방하기 위해 회전체 불평형으로 인한 진동의 허용 기준을 정의하고 관리하는 것이 필수적이다.

2.2 MIL-STD-167-1A의 진동기준

(1) 강성회전체 진동기준

이 표준서는 회전체 불평형으로부터 기인한 내부

가진 진동의 허용기준치를 명시하고 있으며, 회전체를 강성회전체와 탄성회전체로 구분하여 각각 다른 방식의 시험방법 및 허용기준치를 제시한다. 강성회전체는 1면 또는 2면 교정에 의해 밸런싱을 조정할 수 있는 회전체를 말하는데, 1면 또는 2면 교정은 회전체상 교정작업을 수행하는 평면이 1개 또는 2개임을 의미한다. 이 표준서에서는 회전체의 직경에 대한 길이의 비율 및 회전수에 따라 1면 또는 2면 밸런싱을 수행하는 경우를 구분하고 있다. 일반적으로 밸런싱 머신을 사용하여 회전체 밸런싱을 수행하며, 그 후에 계측한 잔류불평형량이 식 (1)에서 계산한 최대 허용 잔류 불평형량 기준을 초과하지 않도록 관리하고 있다.

$$U = \frac{6GW}{N} \quad (1)$$

여기서 U 는 최대 허용 잔류 불평형량(maximum allowable residual unbalance, 단위: oz-inch 또는 g-mm), G 는 평형품질등급(balance quality grade, 단위: mm/s), W 는 회전체의 중량(단위: lbs 또는 kg), N 은 장비의 최대 회전수(단위: r/min)를 의미한다. 이 표준서에서는 회전수에 따라 평형품질등급 적용을 구분하고 있는데, 회전수가 1000 r/min 미만일 경우 G2.5를 적용하고 1000 r/min 이상일 경우 G1.0을 적용한다. 단, 저소음 요구 장비의 경우 회전수와 관계없이 G1.0을 적용한다. 한편, 최대 허용 잔류 불평형 U 값은 개념적으로 불평형량이 회전체의 회전중심으로부터 어느정도 떨어진 위치에 존재하고 있는지를 나타내며, 평형품질등급에 의해 정해지는 회전체의 허용 불평형 편심량(specific unbalance) e 와 회전체의 유효질량 m 의 곱으로 표현하여 식 (2)와 같이 쓸 수 있다⁽³⁻⁵⁾.

$$U = e \times m \quad (2)$$

식 (1)의 평형품질등급 G 값은 밸런싱의 정밀도를 등급별로 구분하는 값으로 그 적용 방법은 ANSI S2.19 및 ISO 1940-1의 내용을 준용한다. 평형품질등급 G 값이 작을수록 더 정밀한 밸런싱을 수행해야 함을 의미하며 가장 정밀한 품질등급인 G0.4부터 2.5배 단위로 등급을 구분하고 있다^(3,6). 평형품질등급 G 값은 최대 허용 잔류 불평형량 U 의 계산결과를 조절할 수 있는 변수로 사용할 수 있으며, 이 연구의 실험에서도 강성회전체 관점에서 실험장비의 평형 상태를 조절하기 위해 평형품질등급 G 값을 변수로 사용하였다.

(2) 탄성회전체 진동기준

한편, 탄성회전체는 강성회전체를 제외한 모든 회전체를 말하며 다만 교정에 의해서 회전체 평형을 조정할 수 있다. 탄성회전체의 경우 장비 프레임에 회전체를 포함한 모든 부품을 장착 및 조립 완료한 완제품 상태에서 진동을 점검하도록 정하고 있다. 진동계측위치는 베어링 하우징에서 최대 변위가 발생하는 방향이며, 회전주파수에서의 편진폭 변위(displacement single amplitude, 이하 ‘진동변위’)를 계측하여 평가한다. 진동변위 값은 Fig. 1의 허용 기준치를 초과하지 않도록 관리하고 있다.

2.3 MIL-STD-167 시리즈 비교

MIL-STD-167 시리즈의 2005년 최신 개정판⁽¹⁾, 1954년 초판⁽⁷⁾, 1974년 1차 개정판⁽⁸⁾의 회전체 진동 기준을 비교해보면, 강성회전체의 경우 Fig. 2에서 나타난 바와 같이 1974년 개정판의 기준치가 가장 보수적인 것으로 나타난다. 특히 함정탑재장비 회전수의 대부분을 차지하는 1000 r/min 이상의 고속 회전구간에서는 1974년 개정판이 2005년 개정판보다 1.5배 엄격한 기준치를 보인다. 탄성회전체의 경우에도 Fig. 3에서 비교한 바와 같이 1974년 개정판 및 현행 2005년 개정판의 기준치는 비슷한 수준이지만 1000 r/min 이상의 고속 회전수에서는 1974년 개정판의 기준치가 조금 더 보수적이다.

종합적으로 1974년 개정판이 가장 보수적인 기준치를 보였고 현재 적용중인 2005년 개정판은 1974년판에 비해 전반적으로 완화된 기준치를 제시하고 있다. 지속적으로 발전하는 함정탑재장비 제작기술 및 성능과는 반대로 30년 만에 나온 개정판에서 오히려 진동기준을

더 완화한 것은 다소 이상한 부분이나, MIL-STD-167 시리즈에서 기준치 변화에 대한 배경을 설명하지 않고 있으므로 정확한 이유를 알 수는 없다.

이와 관련하여 이 연구에서는 현행 강성회전체 기준치와 탄성회전체 기준치를 실험적으로 비교 검토하여 상호간 어느 정도의 동등성을 가지고 있는지 파악코자 하며, 그 결과를 토대로 과연 현행 탄성회전체 진동변위 기준치가 적절한 수준으로 설정되어 있는지 고찰하고자 한다. 또한 실험 및 분석 결과로부터 현행 탄성회전체 진동변위 기준치의 개선안을 도출하여 함정탑재장비 진동기준의 발전적 방향을 제시하고자 한다.

3. 진동기준 비교실험 계획

3.1 실험 시스템

(1) 실험장비 구성

실험장비는 국방기술품질원 국방신뢰성연구센터

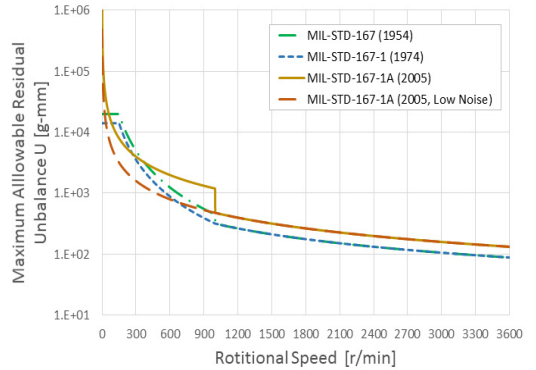


Fig. 2 Comparison chart of rigid rotor criteria in all MIL-STD-167 series (linear scale)

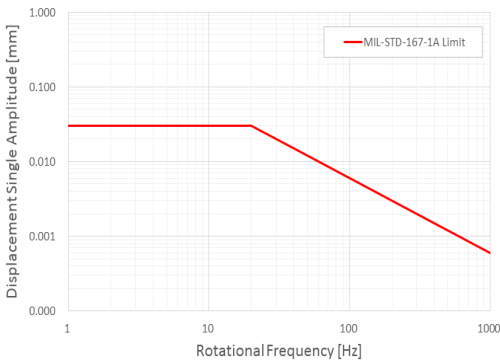


Fig. 1 Vibratory limit for flexible rotor in displacement single amplitude (logarithm scale)

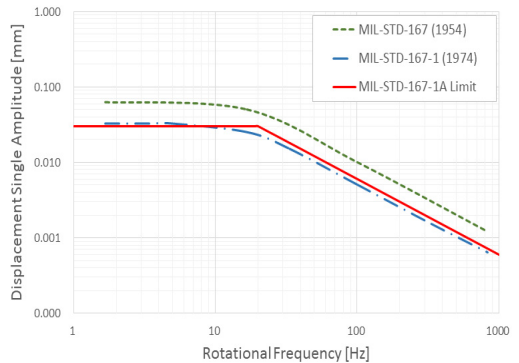


Fig. 3 Comparison chart of flexible rotor criteria in all MIL-STD-167 series (logarithm scale)

소음진동분석실에서 보유하고 있는 축계 모의 실험장치를 사용했다. 서보모터(모델: MDME102G1G, 최대 회전수: 3000 r/min), 탄성커플링, 회전체(질량불평형 디스크 포함), 베어링 조립체로 구성되어 있으며, 형상은 Fig. 4와 같다. 진동변위 측정 대상인 회전체는 Fig. 4의 점선으로 표시한 부분이며, 회전체에 장착된 질량 불평형 디스크를 통해 실험장비의 평형 상태를 조정하면서 진동변위를 계속했다. 진동변위 계속 위치는 회전축이 설치된 베어링 하우징 상부면으로, Fig. 4에 표시된 measurement point 표시 지점이다. 참고로 이 실험의 목적상 회전체 불평형으로부터 기인한 진동을 계측 및 분석하여야 하므로 축정렬불량(misalignment) 등과 같은 불평형 외 다른 요인들로부터 발생하는 진동 영향을 최소화하기 위하여 탄성마운트 대신 이 실험장비 전용 마운트 블록을 사용하였다.

(2) 계측장비 구성 및 계측범위

계측에 사용한 주요 장비는 데이터 수집장치(B&K, Pulse 3053-B12)와 가속도계(PCB, 352A02)이며, 데이터 처리 소프트웨어는 B&K사의 Pulse Labshop을 사용했다. 대부분의 함정탐재장비는 정속운전 장비인데 비해 이 연구에서 사용하는 실험장비는 변속운전 장비이다. 따라서 이 실험장비를 사용하여 함정탐재장비의 정속운전을 모사하기 위해서는 실험장비를 대표할 수 있는 하나의 운전속도를 하나 선정할 필요가 있다. 대표속도를 탐색하기 위해 서보모터의 회전수를 300 r/min부터 3000 r/min까지 60 r/min 간격으로 변속하여 총 45개 회전수에 대해 진동변위 값을 계측하였으며, 이를 통해 회전주파수 5 Hz부터 50 Hz까지의 변화를 1 Hz 단위로 관찰하였다. 관찰 결과, 이 실험장비는 1440 r/min 및 2940 r/min에서 높은 수준의 진동을 발생시켰는데, 그 중 최대값은 항상 1440 r/min에서 발생함을 알 수 있었다. 연구의 목적상 실험장비의 대표 운전속도를 1440 r/min으로 선정하였으며, 결과 분석 역시 1440 r/min을 중심으로 수행하였다. 참고로 3000 r/min을 초과하는 회전수에 대한 실험은 실험장비의 최대 정격 회전수가 3000 r/min인 관계로 안전 및 장비보호를 위해 수행하지 않았다.

3.2 실험절차 및 구성

(1) 실험절차

식 (1) 및 식 (2)를 활용하여 실험용 불평형 질량 (m)을 계산하고 이를 질량불평형 디스크에 부착하여 회전체의 평형 상태를 악화시킨 상태에서 진동변위 값을 계측하였다. 이 절차를 300 r/min부터 3000 r/min까지 60 r/min 간격으로 총 45회 반복 실시하며 이때 계측된 최대 진동변위 값을 현행 탄성회전체 진동기준과 비교함으로써 강성회전체 진동기준과 탄성회전체 진동기준의 상대적 관계를 검토하였다. 실험을 통해 유의미한 결과를 얻을 때까지 평형품질등급 G값을 변동시켜 회전체의 평형 상태를 악화시키며 진동변위 계측을 반복하였다.

일반적으로 회전체의 밸런싱을 교정할 때에는 주로 회전체의 최외곽면 또는 그 부근에 교정질량을 부착하거나, 또는 회전체 상 편심위치의 최외곽면을 깎아내는 방식으로 작업을 진행한다. 이러한 점을 참고하여 이 실험에서의 불평형 질량 m의 부착위치는 디스크의 최외곽면으로 선정 및 통일하였다.

(2) 실험구성

실험은 Table 1과 같이 크게 4가지로 구성하였다.

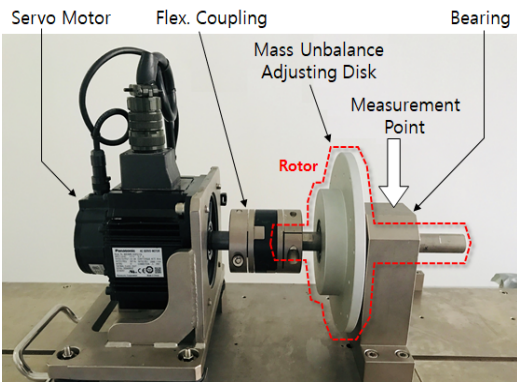


Fig. 4 Test equipment for experiment

Table 1 Test configuration and contents

Test	Contents
Test 0	<ul style="list-style-type: none"> • Test for initial condition setting ※ After field balancing job finished
Test 1	<ul style="list-style-type: none"> • Test at G1.0 condition ※ G1.0 when $N \geq 1000$ r/min ※ G2.5 when $N < 1000$ r/min ※ Using maximum allowable residual unbalance value calculated by means of MIL-STD-167-1A's rigid rotor criteria
Test 2	<ul style="list-style-type: none"> • Test at G2.5 condition for all r/min
Test 3	<ul style="list-style-type: none"> • Test at G6.3 condition for all r/min
Test 4	<ul style="list-style-type: none"> • Test at G15.6 condition for all r/min

우선 모든 실험의 초기상태이자 기준상태를 설정하기 위하여 실험 0을 수행하였으며, 실험장비에 대한 현상 밸런싱 작업을 수행한 후 회전수 별 진동변위 값을 측정하였고 그 결과를 이 실험의 초기상태로 설정하였다. 향후 실험1~4의 결과를 분석할 때 초기상태의 진동변위 수준을 함께 표시하여 실험1~4의 진동수준의 변화를 비교할 수 있게 하였다. 실험1~4의 경우 각 실험별로 평형품질등급 G 값을 한 단계씩 낮추어 적용함으로써, 회전체의 평형 상태를 변동(악화)에 따른 진동변위 값을 측정할 수 있도록 구성하였다.

4. 실험결과 및 분석

4.1 실험 결과

(1) 실험 1. G1.0 조건 실험

MIL-STD-167-1A 강성회전체 진동기준이 규정하는 최대 허용 잔류불평형 상태를 만들 수 있는 실험용 불평형 질량 m 을 계산한 뒤, 이를 질량불평형 디스크에 장착한 상태에서 회전수별 진동변위 값을 측정하였다. 1000 r/min 미만에서는 G2.5를 적용하고 1000 r/min 이상에서는 G1.0을 적용하였다. 최대 진

동을 발생시키는 1440 r/min 기준으로 볼 때 이 실험은 G1.0를 적용한 실험이라고 할 수 있다. 결과는 Fig. 5에서 나타난 바와 같이 진동변위 수준은 초기상태보다 모든 회전수에서 증가하였으나 현행 탄성회전체 기준치에 비하면 상당히 낮은 수준을 보였다. 1440 r/min에서의 진동변위는 $8.6 \mu\text{m}$ 로 기준치 $25.0 \mu\text{m}$ 대비 약 34.5% 수준에 그쳤다. 즉, 현행 탄성회전체 기준치와 65.5%의 격차를 보인다.

(2) 실험 2. G2.5 조건 실험

실험 2 에서는 1000 r/min 이상의 회전수에 대해서도 G2.5를 일괄 적용하여 실험장비 평형 상태를 한 단계 악화시킨 상태에서 진동변위 수준을 재측정 및 비교했다. 결과는 Fig. 6과 같다. 1440 r/min에서의 진동변위 값은 $11.8 \mu\text{m}$ 로, 기준치 $25.0 \mu\text{m}$ 대비 47.2% 수준에 그쳤다. 즉, 현행 탄성회전체 기준치와 52.8%의 격차를 보인다.

(3) 실험 3. G6.3 조건 실험

실험 3 에서는 모든 회전수에 대하여 일괄적으로 G6.3을 적용하여 실험장비 평형 상태를 한 단계 더

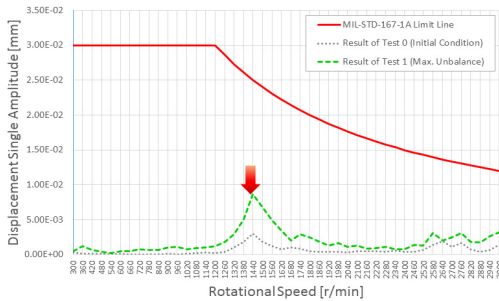


Fig. 5 Result of test 1: vibratory displacement @ G1.0 condition (linear scale)

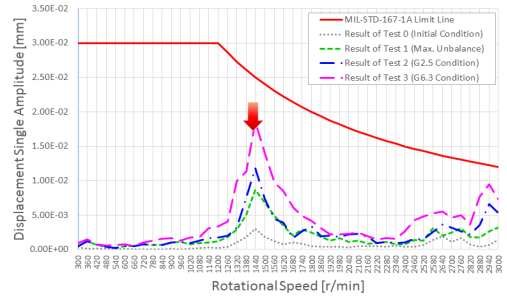


Fig. 7 Result of test 3: vibratory displacement @ G6.3 condition (linear scale)

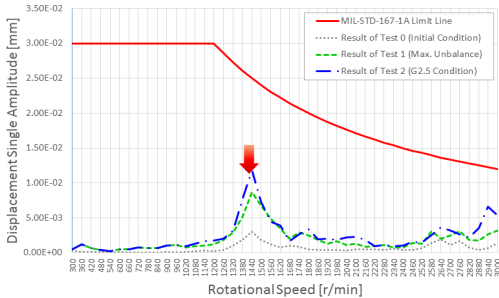


Fig. 6 Result of test 2: vibratory displacement @ G2.5 condition (linear scale)

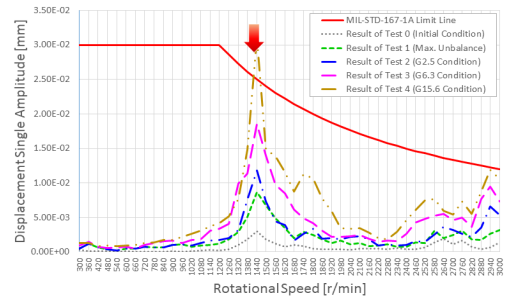


Fig. 8 Result of test 4: vibratory displacement @ G15.6 condition (linear scale)

악화시킨 상태에서 진동변위 값 변화를 관찰하였다. 결과는 Fig. 7과 같다. 1440 r/min에서의 진동변위 값은 18.5 μm 로 기준치 25 μm 대비 74.1 % 수준까지 올라왔다. 현행 탄성회전체 기준치와는 25.9 %의 격차를 보인다. 탄성회전체 기준치에는 여전히 미치지 못하지만 실험1 및 실험2의 결과에 비해 상당히 근접한 수준을 보였다.

(4) 실험 4. G15.6 조건 실험

실험 4에서는 모든 회전수에 대하여 일괄적으로 G15.6을 적용하여 실험장비 평형 상태를 한 단계 더 악화시킨 상태에서 진동변위 값 변화를 관찰하였다. 결과는 Fig. 8과 같다. 1440 r/min에서의 진동변위 값은 31.0 μm 로 기준치 25 μm 를 24 % 초과하였다. 현행 탄성회전체 기준치와의 격차 역시 24 %이며, 모든 실험결과 중 가장 작은 격차를 보였다.

4.2 결과 분석

(1) 두 진동기준의 상대적 관계 분석

실험을 통해 두 진동기준은 상호 동등하지 않음을 확인하였다. 만약 두 진동기준이 상호간 동등한 수준이라면, 강성회전체 기준의 최대 불평형 상태로 장비를 가동했을 때 발생하는 진동변위는 탄성회전체 기준의 최대치에 근접하는 결과가 나와야 할 것으로 생각할 수 있다. 그러나 실험 1에서 측정한 진동변위 값은 탄성회전체 기준선의 약 34.5 % 수준에 그치는 것으로 나타났으므로 현행 표준서의 강성회전체 진동기준과 탄성회전체 진동기준은 상호 동등하지 않음을 알 수 있다.

또한, 실험 1~4의 결과 중 탄성회전체 기준치와 가장 근접한 결과는 G15.6을 적용한 실험4의 결과였는데, 이는 강성회전체 밸런싱 품질을 G15.6 수준으로 수행했을 때 비로소 두 진동기준간 격차가 최소화됨을 의미한다. 그러나 실험 4의 결과는 탄성회전체 기준치를 초과하였으므로, 기준치를 초과하지 않는 범위내에서 고려한다면 두 진동기준간의 격차를 최소화 시킬 수 있는 평형품질등급은 G6.3이다. 현행 표준서에서 요구하고 있는 강성회전체 밸런싱 품질이 G1.0~G2.5 수준임을 고려하면, 현행 탄성회전체 진동기준이 매우 관대한 수준으로 설정되어 있음을 알 수 있다.

(2) 진동기준 적합성 고찰

이론적 배경에서 살펴본 바와 같이 현행 진동기준

은 30년 전인 1974년판 기준보다 더 완화된 수준으로 설정되어있다. 또한, 강성회전체와 탄성회전체로 구분한 두 진동기준은 상호 동등하지 않고 오히려 두 진동기준 사이에 상당히 큰 괴리가 존재함을 실험을 통해 확인할 수 있었다. 이러한 관점에서 볼 때, 현행 진동기준은 기준치로서의 적합성이 다소 떨어진다고 볼 수 있으며 대한민국 해군 함정에 탑재될 함정탑재 장비에 대한 진동기준의 발전을 위해 현행 진동기준에 대한 개선이 필요하다고 판단된다. 특히 탄성회전체의 기준치가 지나치게 관대한 수준으로 설정된 것이 확인되었으므로 탄성회전체 진동변위 기준을 시급하게 개선해야 할 것으로 보인다.

4.3 탄성회전체 진동 기준치 개선안

(1) 개선안 도출 방식

진동 기준치 개선안은 지나치게 과도하지 않으면서도 현행 기준치보다는 엄격한 수준으로 설정하되, MIL-STD-167-1A TYPE II의 두 진동 기준치 간의 괴리를 극복할 수 있는 방향으로 설정하고자 노력했다. 이를 위해 진동 기준치 개선안은 ISO 1940-1에서

Table 2 Guidance for balance quality grades for rotors in a rigid state (Quoted from ISO 1940-1:2003)

Machinery types : general examples	Balance quality grade	Magnitude of G [mm/s]
<ul style="list-style-type: none"> • Agricultural machinery • Crushing machines • Drive shafts (propeller shaft) • (etc) 	G15.6	15.6
<ul style="list-style-type: none"> • Machinery (general) • Fans, gears, pumps • Motors and generators of speed up to 950 r/min • (etc) 	G6.3	6.3
<ul style="list-style-type: none"> • Compressors • Gas (or steam) turbines • Steam turbines • Motors and generators of speed above 950 r/min • (etc) 	G2.5	2.5
<ul style="list-style-type: none"> • Audio and video drives • Grinding machine drives • (etc) 	G1.0	1.0
<ul style="list-style-type: none"> • Gyroscopes • Spindles and drives of high precision systems • (etc) 	G0.4	0.4

정의하는 평형품질등급 G값의 적용기준과 이 연구의 실험 1~3의 결과를 연동하는 방식으로 설정 및 제안하고자 한다.

ISO 1940-1에서는 강성회전체용 최대 허용 잔류불평형량 계산 시 주요 장비별로 평형품질등급 G값을 차등 적용하도록 Table 2의 분류표와 같이 규정하고 있다. 표에 의하면 G1.0의 경우 그라인더와 같은 고속 정밀기에 적용하고, G2.5 역시 압축기, 터빈 등과 같은 고속 회전장비에 적용하며, G6.3은 팬, 기어, 펌프 등 일반적인 회전기계에 적용하도록 권고하고 있다.

대부분의 함정탑재장비는 일반 회전기계에 해당하며 ISO 1940-1이 권고하는 평형품질등급은 G6.3이다. 또한 이 연구의 실험결과로부터 두 진동기준이 상호간 동등한 관계에 근접할 수 있는 평형품질등급 역시 G6.3인 것으로 확인한 바 있다. 따라서 탄성회전체 진동기준치 개선안은 평형품질등급 G6.3을 적용한 실험3의 결과를 활용하여 설정하는 것이 타당할 것으로 생각된다. G1.0 및 G2.5를 적용한 실험1 및 실험2의 결과를 활용한 개선안도 도출하여 비교 분석하였다.

기준치 개선안 설정 방식은 각 실험의 결과로부터 얻은 진동변위의 최대값까지 현행 탄성회전체 진동기준치를 일괄 낮추는 방법으로 사용하였으며, 이때 진동변위 최대값은 실험장비가 최대 진동을 발생시키는 1440 r/min에서의 진동변위 값을 기준으로 삼았다.

(2) 개선안 도출 및 비교

실험결과로부터 도출한 진동 기준치 개선안들을 Table 3 및 Fig. 9와 같이 정리하였다. 개선안 1안~3안은 각각 평형품질등급 G6.3, G2.5, G1.0 상태에서 측정한 최대 진동 변위값을 기준으로 하였으며, 현행 탄성회전체 진동 기준치의 74.1%, 47.2%, 34.6%

수준으로 각각 설정하였다.

개선안 2안 및 3안의 경우 기존 기준치에 비해 과도하게 낮아진 관계로 부적절한 기준치가 될 위험이 있다. 실제로 G1.0~G2.5 수준의 품질평형등급은 달성하기 쉽지 않고, 각 부품마다 G1.0~G2.5 수준을 달성한 후 설치 및 조립 등의 후속공정을 거친 뒤에는 해당 등급을 다시 재현하기는 어려운 것으로 알려져 있다⁹⁾. 반면, 품질평형등급 G6.3과 연동하여 도출한 개선안 1안의 경우 기존 기준치 대비 74.1% 수준으로 상대적으로 적절한 수준으로 설정된 것으로 보인다.

(3) 개선안과 실제 데이터의 비교 검증

추가적으로 기준치 1안~3안의 타당성을 검증하기 위해서 실제 함정탑재장비들의 진동 시험 데이터와 비교 검증을 수행했다. 비교 검증 시 사용한 시험 데이터는 총 273건이며, 모두 현행 탄성회전체 진동변위 기준치에 합격한 데이터를 활용했다. 대부분의 함정탑재장비는 유도전동기 종류에 따라 장비 회전수가 900 r/min, 1200 r/min, 1800 r/min, 3600 r/min 등으로 고정되어있으므로 비교 데이터는 이 4가지 회전수를 기준으로 종합하였으며 각 회전수에 대응하는 기준치 개선안 값과 비교하였다. 데이터와 개선안 1안~3안의 비교 결과를 Table 4~6에 정리하였다.

비교 검증한 결과, 2안 및 3안 적용시 전체 시험 데이터 중 약 7.3%~10.6%가 불합격하고 1안 적용시 단지 2.9%만 불합격하는 현상을 보였다. 특히 격차가 심하게 발생하는 장비는 3600 r/min 고속으로 작동하는 장비인데, 2안 및 3안 적용시 약 22%~29%가 불합격하는 현상을 보여, 장비 제작 및 납품을 위한 진동 시험에 차질이 예상된다. 반면 1안 적용시 3600 r/min

Table 3 Improvement proposals for flexible rotor's vibration criteria

Proposal (balance quality grade)	@1440 r/min		Ratio to existing limit
	Existing limit	Proposed limit	
Proposal 1 (G1.0)	25.0 μm	18.5 μm	74.1 %
Proposal 2 (G2.5)	25.0 μm	11.8 μm	47.2 %
Proposal 3 (G6.3)	25.0 μm	8.6 μm	34.6 %

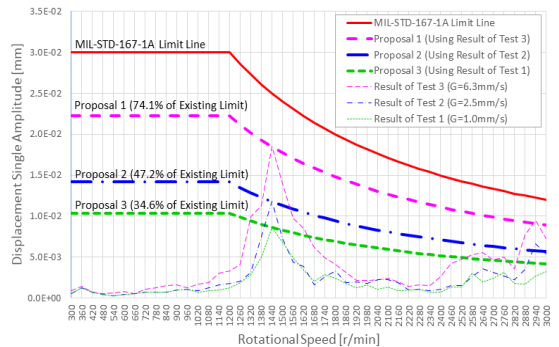


Fig. 9 Improvement proposals for flexible rotor's vibration criteria (linear scale)

Table 4 Verification for proposal 1 (using actual test data)

Rot. speed (r/min)	Proposed limit	Data (ea)	Failed (ea)	Failed ratio
900	22.2 μm	34	0	0.0 %
1200	22.2 μm	75	0	0.0 %
1800	14.8 μm	105	3	2.9 %
3600	7.4 μm	59	5	8.5 %
Total		273	8	2.9 %

Table 5 Verification for proposal 2 (using actual test data)

Rot. speed (r/min)	Proposed limit	Data (ea)	Failed (ea)	Failed ratio
900	14.2 μm	34	0	0.0 %
1200	14.2 μm	75	1	1.3 %
1800	9.4 μm	105	6	5.7 %
3600	4.7 μm	59	13	22.0 %
Total		273	20	7.3 %

Table 6 Verification for proposal 3 (using actual test data)

Rot. speed (r/min)	Proposed limit	Data (ea)	Failed (ea)	Failed ratio
900	10.4 μm	34	0	0.0 %
1200	10.4 μm	75	2	2.7 %
1800	6.9 μm	105	10	9.5 %
3600	3.5 μm	59	17	28.8 %
Total		273	29	10.6 %

장비에서도 약 8.5 % 만 불합격하는 현상을 보여, 상대적으로 과급효과가 적으면서도 발전적인 방향의 개선을 요구하는 안으로 볼 수 있다.

(4) 최종 개선안 선정

ISO 1940-1 의 평형품질등급 적용기준에서 함정탑재장비와 같은 일반 회전기계류에 대해 G6.3 등급 적용을 권고하고 있으며, 이 연구의 실험에서도 G6.3을 적용했을 때 강성회전체 및 탄성회전체 진동기준간의 괴리가 최소화되었고, 실제 시험데이터와 비교했을

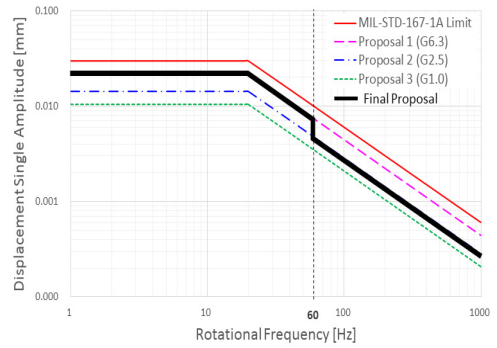


Fig. 10 Final improvement proposal for flexible rotor's vibration criteria (logarithm scale)

때에도 G6.3을 적용한 개선안 1안이 가장 합리적인 수준임을 확인하였기에, 이 연구에서는 기본적으로 G6.3을 사용한 개선안 1안을 탄성회전체 진동기준 개선안으로 제안하고자 한다.

함정탑재장비 사업에 따라서 G1.0 및 G2.5와 같은 고품질 등급이 요구되는 경우에는 이 개선안을 직접 적용하기 어렵다. 이 개선안은 ISO 1940-1에서 일반 회전기계류로 분류한 장비 및 3600 r/min이하의 장비에 대해서 검증하여 제안한 것이므로, G1.0 및 G2.5 등급이 요구되고 고속으로 작동하는 장비에 대해서는 실험적 근거가 부족하기 때문이다. 다만, 압축기 및 가스터빈 등의 고속회전 장비의 경우 ISO 1940-1에서 G2.5 등급 적용을 권고하고 있으므로 3600 r/min을 초과하는 고속 회전 장비에 대해서는 G2.5를 사용하여 도출한 개선안 2안을 부분적으로 적용하는 방법으로 개선안을 제안할 수 있겠다.

따라서 최종적인 탄성회전체 진동기준 개선안은 Fig. 10과 같이 3600 r/min (60 Hz)이하의 회전수에는 개선안 1안(G6.3 기준)을 사용하고, 3600 r/min을 초과하는 고속 회전수에서는 개선안 2안(G2.5 기준)을 사용하여 설정하였다. 단, 함정탑재장비 사업별로 3600 r/min을 초과하는 고속회전 장비를 요구하거나 G1.0 및 G2.5등급을 요구하는 경우에는 추가적인 실험을 통해 검증된 기준치를 제시할 것을 권장한다.

(5) 개선안 적용의 제한사항

이 연구를 통해 제안한 개선안은 몇 가지 제한사항을 가지고 있기 때문에, 그대로 일반화하여 모든 함정탑재장비에 즉시 적용하기는 어렵다. 첫째, 이 연구에서는 하나의 장비만 사용하여 실험을 진행하였기 때문

에 함정탑재장비 전체를 대표하는 결과로 보기는 어렵다. 둘째, 이 연구에서는 서보모터를 사용하여 모든 회전수에 대해서 실험을 수행하였고 그 중에서도 실험장비가 가장 높은 진동을 발생시키는 1440 r/min을 분석의 기준으로 삼았다. 하지만 대다수의 함정탑재장비는 고정된 회전수로 운전하는 장비이며 주요 회전수는 900 r/min, 1200 r/min, 1800 r/min, 3600 r/min으로 이 연구에서 기준으로 삼은 회전수와 일치하지 않는다. 셋째, 3600 r/min을 초과하는 고속회전 장비에 대해서는 실험적 근거가 부족하다.

이러한 제한사항들을 극복하고 MIL-STD-167-1A TYPE II 탄성회전체 진동기준의 일반적인 개선안을 도출하기 위해서는 함정탑재장비를 대표할 수 있는 다종 및 다량의 장비에 대한 실험적 분석을 통해 신뢰성 높은 검증을 수행할 필요가 있다고 생각된다.

5. 결 론

이 연구는 함정탑재장비용 진동 시험 및 평가 표준서인 MIL-STD-167-1A의 TYPE II 내부 가진 진동에 초점을 맞추어 진행하였다. 특히 강성회전체의 최대 허용 잔류불평형 기준과 탄성회전체의 진동변위 기준간의 상대적 관계를 실험적으로 확인하였고, 그 결과로부터 현행 탄성회전체 진동기준의 개선안을 도출하였다.

현행 탄성회전체 진동기준 수준과 강성회전체 진동기준 수준은 그 격차가 상당히 크며, 특히 탄성회전체 기준치는 강성회전체 기준에 비해 관대하게 설정된 것으로 확인되었다. 두 기준간의 괴리를 좁히고 함정탑재장비 진동기준을 발전시키기 위해 실험결과를 토대로 탄성회전체 진동변위 기준의 개선안을 제안하였다. 개선된 기준치는 3600 r/min 이하의 경우 G6.3 등급과 연동하여 현행 기준치의 74.1% 수준으로 조정하였고, 3600 r/min 초과하는 회전수의 경우 G2.5 등급과 연동하여 현행 기준치의 47.2% 수준으로 조정하여 강화시켰다.

강화된 기준치 개선안을 함정탑재장비에 적용할 경우 함정탑재장비들의 진동수준이 개선되는 것은 물론이고, 회전체 진동으로부터 기인하여 구조물을 통해 전달되는 구조소음이나, 구조소음으로부터 전파되는 수중방사소음과 같은 요소들까지도 간접적으로 개선될 것으로 기대할 수 있다.

MIL-STD-167 표준서 시리즈는 1954년 제정 이래로 약 20년~30년 마다 개정되었다. 표준서의 각 진동 기준들은 그 시대의 탑재장비 설계·제작기술과 진동계측기술 수준을 반영하여 설정되었으리라 사료된다. 현재는 2005년 개정판이 나온 이후로 약 15년이 지난 시점으로, 함정탑재장비 및 진동계측 기술의 발전 현황을 되짚어보고 과거보다 더 발전적인 수준의 개선안을 수립할 때라고 생각한다. 이 연구에서 제안한 탄성회전체 진동변위 기준치 개선안은 실험 및 ISO 1940-1 강성회전체 평형품질등급 기준을 연동하여 설정한 값이며 과거 수년간의 실측 데이터와 비교함으로써 타당성을 검증한 것으로, 향후 함정탑재장비 진동 기준 개선 시 기초자료로 활용되길 기대한다.

References

- (1) US Department of Defense, 2005, Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment (TYPE-I Environmental and TYPE-II Internally Excited), MIL-STD-167-1A, pp. 1~9.
- (2) Republic of Korea Navy, 2015, Criteria for Ship Vibration, pp. 4~7.
- (3) International Organization for Standardization, 2003, Mechanical Vibration - Balance Quality Requirements for Rotors in a Constant(Rigid) State, ISO 1940-1, Part 1: Specification and verification of balance tolerances, pp. 2~11.
- (4) Hong, D. K., Jung, S. W., Woo, B. C., Koo, D.-H. and Ahn, C. W., 2012, Unbalance Response Analysis of Copper Die Casting High Speed Induction Motor, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 7, pp. 642~649.
- (5) Oh, S.-H., Yoo, M.-S. and Bong, S.-K., 2015, The Experimental Study and Comparison on Usage of Vibration Monitoring Sensors for Positioning of Balancing on Rotating Machinery, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 2, pp. 101~107.
- (6) Ford, G. and Berry, J. E., 2001, Field Dynamic Balancing Using Portable Instruments, Technical Associates of Charlotte, pp. 173~178.
- (7) US Department of Defense, 1954, Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment, MIL-STD-167, p. 6.
- (8) US Department of Defense, 1974, Mechanical

Vibrations of Shipboard Equipment (TYPE-I Environmental and TYPE-II Internally Excited), MIL-STD-167-1, p. 6.

(9) American Petroleum Institute, 2010, Centrifugal Pumps for Petroleum Petrochemical and Natural Gas Industries, API-STD-610, p. 56.



Yonghoon Kim received a B.S. in Mechanical Engineering from Pusan National University in 2009. Mr. Kim is currently a Researcher at Defence Agency for Technology and Quality, Daejeon, Korea.



Hyungsuk Han received a B.S. in Production and Mechanical Engineering from Pusan National University in 1996. He then went on to receive his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in 1998 and 2007, respectively. Dr. Han is currently a Principal Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Daejeon, Korea.



Soohong Jeon received a B.S. in Production and Mechanical Engineering from Pusan National University in 2007. He then went on to receive his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in 2009 and 2014, respectively. Dr. Jeon is currently a Senior Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Daejeon, Korea.



Cheongwon Lee received a B.S. in Mechanical Engineering from Dong-A University in 2007. Mr. Lee is currently a Senior Researcher at Defence Agency for Technology and Quality, Daejeon, Korea.