

# 한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

# Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

ISSN 1598-2785(Print)  
ISSN 2287-5476(Online)

## 한국소음진동공학회논문집

<http://Journal.ksnve.or.kr>

### Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(Transactions of the KSNVE)

**Aims & Scope** : This journal provides original articles on any aspect of noise and vibration issues in various fields including mechanical engineering, construction engineering, environmental engineering and so on. This journal publishes fundamental work, theoretical analysis, experimental investigation and practical application on noise and vibration problems.

Recently, articles on advanced technology of active noise and vibration control are also included in this journal.

**ISO abbreviation of title** : Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

**Transactions history** : Journal of KSNVE(Bi-monthly) was launched in August 1991 and the Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(Transactions of the KSNVE) has been published bi-monthly since July 2001 separately from the journal.

### 한국소음진동공학회논문집

**목적과 범위** : 이 논문집은 기계공학, 건축공학, 환경공학 등 여러 분야에서 발생하는 소음과 진동에 관한 독창적 연구논문을 제공하는 것이 목적이며, 소음과 진동의 기본 연구, 이론적 연구, 실험적 연구 그리고 실제현장에서 일어나는 문제를 다룬 연구논문을 출판하며, 나아가서 첨단기술과 접목된 능동소음 및 능동진동 제어에 관한 연구논문도 이 논문집의 범주에 포함된다.

**창간 및 발행** : 이 논문집은 1991년 8월 “소음·진동(Journal of KSNVE/격월간)”로 창간되어, 2001년 7월 한국소음진동공학회논문집(Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Transactions of the KSNVE)으로 분리하여 격월간 발행되고 있습니다.

**Indexed/abstracted in** : KCI(Korea Citation Index)/DOI(CrossRef)

**Subscription info** : For subscription of printed issues, contact to the journal office(subscription fee Korean ₩20,000(member ₩10,000)). | 이 논문집 인쇄본의 가격은 20,000원(회원 10,000원)으로 학회 사무국을 통해 구매 가능합니다. | The URL address of the Society is <http://journal.ksnve.or.kr> and the electronic version of a journal article is freely accessible by public without charge through the same URL address. | 한국소음진동공학회논문집의 URL 주소는 <http://journal.ksnve.or.kr>이며 논문집의 전자화된 논문 역시 같은 주소를 통해 일반에게 자유롭게 별도의 구독비용 없이 제공되고 있다.

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

# Volume 31 Number 1 February 2021

**Published by** The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

**Published on** February 20, 2021(Bi-monthly)

**Publisher** Young Min Park (President, KSNVE)

**Manuscript(Managing) Editor** Jin Tai Chung(Vice president, KSNVE)

**Journal Office** Renaissance Officetel 1406-ho, 69, Seochojungang-ro, Seocho-gu, Seoul, 137-729 KOREA  
Tel 82-2-3474-8002/8003 | Fax 82-2-3474-8004 | <http://Journal.ksnve.or.kr> | E-mail [ksnve@ksnve.or.kr](mailto:ksnve@ksnve.or.kr)

**Printed by** Nurimedia Co., Ltd. (63, Seonyu-ro, Yeongdeungpo-gu, Seoul, 07281 Korea)

Copyright © The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

© This journal is printed on acid-free paper, which exceeds the requirements of KS X ISO 9706, ISO 9706-1994 and ANSI Z39.48-1992 specification for permanence of paper and library materials.

This journal was supported by the Korean Federation of Science and Technology Societies(KOFST) Grant funded by the Korean Government.

## Editorial Board

### Editor-in-Chief

Prof. **Jin Tai Chung**

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University  
jchung@hanyang.ac.kr  
Tel : 82-31-400-5287

### Editors

Dr.  
**Byung Kwon Lee**

Environmental Assessment Group,  
Korea Environment Inst.

nicelbk@gmail.com  
Tel : 82-44-415-7321

Prof.  
**Jung Woo Sohn**

Department of Mechanical  
Design Engineering,  
Kumoh National Institute of Tech.

jwsohn@kumoh.ac.kr  
Tel : 82-54-478-7378

Prof.  
**Sang Wook Kang**

Department of Mechanical  
Systems Engineering,  
Hansung Univ.

swkang@hansung.ac.kr  
Tel : 82-2-760-4228

Prof.  
**Won Ju Jeon**

Department of Mechanical  
Engineering,  
KAIST

wonju.jeon@kaist.ac.kr  
Tel : 82-42-350-3219

### Associate Editors

Prof.  
**Cheol Ung Cheong**

Department of Mechanical  
Engineering,  
Busan Univ.

ccheong@pusan.ac.kr

Prof.  
**Jae Young Kang**

Department of Mechanical  
Engineering,  
Inha Univ.

kangji@inha.ac.kr

Prof.  
**Jong Seok Oh**

Department of Mechanical and  
Automotive Engineering,  
Kongju Univ.

jongseok@kongju.ac.kr

Prof.  
**Seon Jun Jang**

Department of Mechanical  
Engineering,  
Hoseo Univ.

mweagle@hoseo.edu

Dr.  
**Deuk Sung Kim**

NVT

kdsworlds@hanmail.net

Prof.  
**Jin Gyun Kim**

Department of Mechanical  
Engineering, Kyung Hee Univ.

jingyun.kim@khu.ac.kr

Dr.  
**Jung Bin Im**

Daewoo EnC

jungbin.im@daewooenc.com

Prof.  
**Won Seok Yang**

Department of Automotive  
Engineering, Univ. of Transportation

wsyang@ut.ac.kr

Dr.  
**Han Shin Seol**

Naval Ship Engineering Research  
Center, KRISO

seol@kriso.re.kr

Prof.  
**Jin Woo Lee**

Department of Mechanical  
Engineering, Ajou Univ.

jinwoolee@ajou.ac.kr

Prof.  
**Nam Keun Kim**

Department of Mechanical  
Engineering, Incheon National Univ.

nkim@inu.ac.kr

Prof.  
**Yong Hee Kim**

Department of Architectural  
Engineering, Yongsan Univ.

yhkim@ysu.ac.kr

Prof.  
**Heon Jun Yoon**

Department of Mechanical  
Engineering, Soongsil Univ.

heonjun@ssu.ac.kr

Dr.  
**Jin Yun Chung**

Korea Conformity Laboratories

jinyun97@gmail.com

Dr.  
**Pyung Sik Ma**

Department of System Dynamics,  
KIMM

psma@kimm.re.kr

Prof.  
**Yong Hwa Park**

Department of Mechanical  
Engineering, KAISTE

yhpark@kaist.ac.kr

Editorial Staffs Copy editor Ho-Cheol Lee and Tae-Hee Kim

# 한국소음진동공학회논문집

2021년 2월

제 31 권 제 1 호 통권 258호

## 목 차

|  |  |
|--|--|
| 도어 운동에너지 측정기의 개발 및 검증 .....                              | 서상윤 · 박찬용 · 이창훈 · 최병근 ... 5              |
| 추진축과 스트러트 베어링 간 스틱슬립 비선형 마찰진동으로 인해<br>발생한 이상소음의 분석 ..... | 한형석 · 전수홍 · 이청원 · 김용훈 ... 13             |
| 에어컨 실외기 패널의 진동저감 .....                                   | 백종희 · 김원진 ... 24                         |
| 화장실 소음 성능기준 설정방안 고찰 .....                                | 양관섭 · 신혜경 · 김경우 ... 30                   |
| 음성인식 및 머신러닝 기술을 적용한 모터 소음 진단법에 대한 연구 .....               | 김현식 · 정재호 · 백운경 ... 40                   |
| 소음 신호를 이용한 딥러닝 이용<br>파워 드라이빙 시스템의 건전성 감시 .....           | 김선원 · 안강현 · 백지선 · 이상권 · 이창호 · 김풍길 ... 47 |
| 와이어로프 타입 마운트의 가속도-주파수 의존<br>동강성 및 감쇠 추정 .....            | 배승훈 · 김선민 · 김대환 · 박태국 · 김영민 · 임세성 ... 57 |
| 전달행렬법을 이용한 집중 질량 진자형 원심진자 흡진기 검토 .....                   | 곽규빈 · 이형일 ... 64                         |
| 초음파 수위계의 최소 탐지거리 단축을 위한 파동유도관 .....                      | 안병호 · 허인재 · 김진오 ... 73                   |
| CNN을 활용한 카오스 신호 분류 검증 .....                              | 남재현 · 강제영 ... 82                         |
| 탄소강화플라스틱 소재의 복합 가짐에 따른 동특성 분석 .....                      | 김찬중 ... 91                               |
| FE 모델향상 기법을 이용한 세장한 아치구조의 경계조건 결정 .....                  | 조순호 ... 99                               |

C · O · N · T · E · N · T · S

- Development and Verification  
of Door Kinetic Energy Measuring Instrument ..... Seo, S.-Y., Park, C.-Y., Lee, C.-H.  
and Choi, B.-K. ... 5
- Analysis of the Abnormal Sound Caused by the Stick-slip Nonlinear  
Vibration Occurred Between Strut Bearing and Propulsion Shaft ..... Han, H. S., Jeon, S. H.,  
Lee, C. W. and Kim, Y. H. ... 13
- Vibration Reduction in the Outdoor Unit Panel  
of an Air Conditioner ..... Baek, J.-H. and Kim, W.-J. ... 24
- A Suggestion of Noise Standards for Water Supply and  
Drainage in Restroom ..... Yang, K.-S., Shin, H.-K. and Kim, K.-W. ... 30
- A Study on A Motor Noise Diagnosis Method Using Voice Recognition  
and Machine Learning Techniques ..... Kim, H. S., Chung, J. H. and Baek, W. K. ... 40
- Health Monitoring of Power Driving System  
Using Sound Signal based on Deep Learning ..... Kim, S.-W., An, K. H., Back, J. S.,  
Lee, S.-K., Lee, C. H. and Kim, P. G. ... 47
- Frequency-acceleration Dependent Dynamic Stiffness and Damping  
Estimation of Wire Rope Type Mount ..... Bae, S. H., Kim, S. M., Kim, D. H.,  
Park, T. K., Kim, Y. M. and Lim, S. S. ... 57
- Investigation of the Point-Mass Pendulum Centrifugal Pendulum Absorber  
Using Transfer Matrix Method ..... Kwak, G. B. and Lee, H.-I. ... 64
- Waveguide Shortening Minimum Detectable Distance  
in an Ultrasonic Level Meter ..... An, B. H., Heo, I. J. and Kim, J. O. ... 73
- Chaos Signal Classification and Verification Using CNN ..... Nam, J. H. and Kang, J. Y. ... 82
- Dynamic Analysis of Carbon-fiber-reinforced Plastic Material  
under Mixed Excitation Mode ..... Kim, C.-J. ... 91
- Determination of Boundary Conditions for a Slender Arch Structure  
Using the FE Model Updating Technique ..... Cho, S.-H. ... 99

# 도어 운동에너지 측정기의 개발 및 검증

## Development and Verification of Door Kinetic Energy Measuring Instrument

서 상 윤<sup>†</sup> · 박 찬 용<sup>\*</sup> · 이 창 훈<sup>\*</sup> · 최 병 근<sup>\*\*</sup>

Sang-Yoon Seo<sup>†</sup>, Chan-Yong Park<sup>\*</sup>, Chang-Hun Lee<sup>\*</sup> and Byeong-Keun Choi<sup>\*\*</sup>

(Received August 12, 2020 ; Revised November 3, 2020 ; Accepted January 15, 2021)

**Key Words :** Elevator Door(승강기 도어), Kinetic Energy(운동에너지), Potential Energy(위치에너지), Calibration(교정), Verification(검증)

### ABSTRACT

The elevator inspection, which was conducted in 2012, was performed by introducing the EN code; however, this code was applied only to the MRL elevators based on a complete revision of the domestic inspection standards. With the introduction of new standards, items that can help verify various types of performances, are now included in the standard. This requires the use of different inspection instruments to for the verification of the various performances. Among them, in the case of an automatic power-operated door, the magnitude of the door kinetic energy is verified to confirm the impact on the user when the door is closed. This magnitude is measured by the inspector using an instrument in the field or a test report submitted by the manufacturer after the tests. Various instruments, including internal development products and foreign instruments, are used for this purpose. Thus, in measuring the kinetic door energy in the field, the value of each device will be different and all the obtained values may not reliable and valid. In this study, we address the aforementioned issue by varying the structure of the internal development product. The validity of the measured value was confirmed by developing and applying a calibration method.

### 1. 서 론

승강기는 검사 시 자동 동력 작동식 문의 닫힘 시 충돌로 인한 이용자의 안전사고를 방지하기 위해 승강기 안전기준<sup>(1)</sup>에 명시되어 있는 승강장문 또는 카문과 문에 견고하게 연결된 기계적인 부품들의 운동에너지는 평균 닫힘 속도로 계산되거나 측정했을 때 10 J 이하이어야 한다는 문구에 맞도록 운동에너지를

계산하거나 측정해서 확인하도록 하고 있다. 동력 작동식 문의 운동에너지를 계산하기 위해서는 문의 질량(승강장문 및 카 문)과 문의 속력을 알고 있어야 계산이 가능하다. 하지만 설계상의 문 질량은 알 수 있으나 실측은 어려운데 그 이유는 문은 구조적으로 행거롤러를 통해 지지부에 얹히는 형태가 되기 때문에 질량이 분산되어 계산상의 문 질량과는 차이가 발생하여 정확한 운동에너지의 계산이 어렵다.

따라서 문의 운동에너지를 측정하기 위해서는 도어닫힘 시 충격에너지를 측정할 수 있는 계측기를 통

<sup>†</sup> Corresponding Authors; Department of Research and Development, Korea Elevator Safety Agency, Researcher  
E-mail : mulphy@koelsa.or.kr

<sup>\*</sup> Korea Elevator Safety Agency, Research Engineer

<sup>\*\*</sup> Member, Gyeongsang National University, Professor

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Jae Eun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

해서 측정하는 것이 가장 정확하다고 볼 수 있다. 한편 공단에서 사용하는 도어운동에너지 측정기의 종류는 2가지이나, 측정값도 서로 상이하여 값을 신뢰하기가 어려웠다.

이 논문에서는 기존 공단 내부에서 사용되고 있던 도어운동에너지 측정 장비를 개선하여 편의성을 향상시키고, 기기의 성능 검증을 위한 교정 방법을 개발 및 적용하여 측정값의 정확성 및 유효성을 확인하였다.

## 2. 도어 운동에너지 측정기 개발

### 2.1 구성

서론에서 언급한 바와 같이 운동에너지는 질량과 속력을 알면 구할 수 있으나, 승강기 문의 속력은 선속도계로 측정하면 되나 문의 무게는 측정 및 확인이 어렵기 때문에 Fig. 1의 구조와 같이 탄성운동에너지를 통해 문의 운동에너지를 측정하는 방법이 주로 사용된다. 구조적으로 한쪽은 스프링(⑧)을 이용해 내부 구조물에 힘을 전달할 수 있도록 하였고, 다른 한쪽은 전체 닫힘 시 힘을 측정할 수 있도록 로드셀(②)을

부착하였다. 측정기의 양단은 도어와 직접 접촉을 하기 때문에 접촉이 쉽도록 넓게 가공을 하였다.

### 2.2 기존 장비 장단점 분석

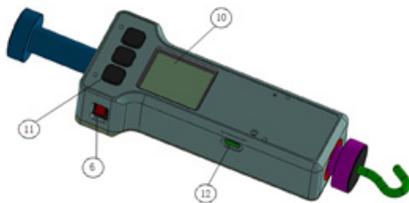
공단은 기존에 Fig. 2와 같이 2가지의 도어운동에너지 측정기를 사용하고 있으며, 기본적인 탄성에너지를 통해 운동에너지를 구한다는 개념은 동일하나 구조가 달라 측정 시 오차가 발생되어 그 원인을 밝히기 위해 각 장비의 장단점을 분석하였다.

Fig. 2(a)의 I scope는 독일의 승강기 인증 및 검사 업체인 TÜV SÜD에서 제작한 제품이 힘 및 속도를 동시에 측정할 수 있도록 되어 있는데 측정 시 속도 오차가 발생되어 구조를 변경하여 오차발생률을 줄여서 특허등록 후 제작하여 사용하고 있다. 단점은 무게가 무겁고 내부 측정기의 ad-chip이 일반 저울에 사용되는 저가칩의 사용(24 bit, 100 sampling/sec)으로 승강기 도어가 닫힐 때 운동에너지 측정 시 sampling이 부족하여 순간적인 충격량은 측정하기가 어렵다는 것을 확인하였다.

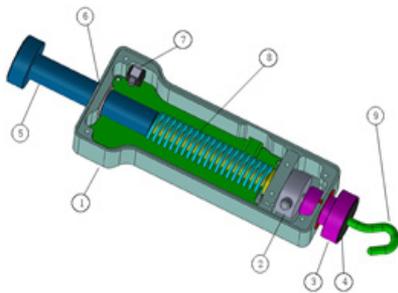
Fig. 2(b)의 push-pull type은 기존 외산 push-pull gauge (1000 sample/sec)에 스프링 상수를 계산하여 지그를 자체 제작하고 결합하여 사용하는 구조에 대한 특허 등록 후 사용하고 있다. 단점은 지그의 가공면이 균일하지 않고 헤드부분에 빗겨 맞는 경우 구조적인 특성에 의해 끼임 현상이 발생하여 측정값의 오차가 커지는 단점이 있다.

### 2.3 개선사항

2가지 장비에서 착안하여 개선된 부분은 구조적으로는 Fig. 1과 같이 두께 및 폭을 줄여 총 중량 600 g



(a) Instrument exterior



(b) Instrument interior

- |                      |                         |
|----------------------|-------------------------|
| ① Case               | ⑦ Power switch          |
| ② Loadcell           | ⑧ Spring                |
| ③ Load supporter     | ⑨ Hook for tensile load |
| ④ Anti-impact rubber | ⑩ LCD                   |
| ⑤ Load supporter     | ⑪ Button                |
| ⑥ Ball bush bearing  | ⑫ Charge connector      |

Fig. 1 Door kinetic energy measuring instrument



(a) I scope



(b) Push-pull type

Fig. 2 The development product from existing industrial complex

이하로 경량화시킴과 동시에 착용감을 향상시켰고, 범용 외산 push-pull gauge의 역할도 할 수 있도록 인장력 및 압축력을 측정할 수 있는 구조를 적용하여 개발하였다.

도어 닫힘 시 순간적인 최대충격력을 측정하지 못하고 정적인 힘만을 측정하기 때문에 보다 성능이 좋은 ad-chip을 적용하여 4096 sampling/sec를 적용하였다.

Push-pull type 측정기에서는 측정 중 끼임 현상이 발생하여 측정값에 오차가 생기는 부분을 참고하여 끼임현상을 최소화하기 위해 Fig. 1(b)의 구조물과 봉이 간섭되는 부분인 6번에 슬라이딩 볼 부시 베어링을 사용하였다. 또한, 운동에너지 측정 시 도어의 손상을 방지하고, 충격을 감소시킬 수 있도록 접촉부에 고무를 붙이는 방식으로 개선하여 제작하였다.

앞서 언급한 바와 같이 장비의 무게를 줄이기 위해 스프링 상수는 2.02 kgf/mm로 하여 스프링 자유장의 길이는 34 mm이다. 스프링에 걸릴 수 있는 최대 하중은 66 N이고, 운동에너지는 스프링 상수의 오차율을 5%로 하였을 때 최소 10.86 J에서 최대 12.58 J로 최대 측정 사양은 10.5 J로 하였다. 동일한 원리로 계산하였을 때, push-pull gauge 타입은 스프링 상수가 1.2 kgf/mm로 자유장의 길이는 42 mm이나 지그 내부 고정 문제로 2 mm 정도 줄어들기 때문에 최대 9 J까지 측정이 가능하여 도어운동에너지 측정범위(10 J)를 만족하지 못한다.

Table 1 Comparison of specification

| Kind Spec.                   |                | New         | Push-pull type | I scope  |
|------------------------------|----------------|-------------|----------------|----------|
| Duty                         | Load           | ±1000 N     | ±500 N         | ±1000 N  |
|                              | Kinetic energy | 10.5 J      | 9 J            | 10 J     |
| Precision rate               |                | 0.2 %       | 0.2 %          | 0.2 %    |
| Overload                     |                | 150 %       | 200 %          | 150 %    |
| Display resolution           |                | 0.1 N       | 0.1 N          | 0.1 N    |
| Display unit                 |                | N, J        | N, J           | N, J     |
| Sampling rate                |                | 4096 Hz     | 1000 Hz        | 1000 Hz  |
| Spring coefficient (typical) |                | 2.02 kgf/mm | 1.2 kgf/mm     | 5 kgf/mm |
| Weight                       |                | 550 g       | 800 g          | 1200 g   |

로드셀은 1000 N을 사용하였기 때문에 상기의 최대 하중 범위 이내이며, 추가적으로 에스컬레이터 핸드레일 인장력(450 N)과 난간 구조물 수직력(730 N)도 측정할 수 있고, 하중 정밀도는 ±0.2 %이다.

기존 2가지 type 측정기와 비교한 제원은 Table 1과 같다.

### 3. 도어 운동에너지 측정기의 검증

#### 3.1 위치에너지에 의한 운동에너지 검증 방법 도출

도어운동에너지 측정기는 공단에서 Fig. 2와 같이 2종류를 사용하고 있었으나, 데이터 값의 정확도에 대한 검증이 필요하여 1차적으로 Fig. 2(a)와 같이 압축시험기로 하중을 가하여 시험을 하였다.

하지만, 압축력이 일정하게 유지되지 않아 측정값이 변동되어 측정값을 정확하게 읽을 수가 없었다. 따라서 지속적으로 일정한 하중을 부가하기 위해 Fig. 3의 출입문 잠금장치의 동하중 시험 장비를 사용하였다. 동하중 시험 장비는 일정 하중(4 kg)으로 일정한 높이(0.5 m)에서 자유낙하 할 수 있도록 구성되어 있기 때문에 정확한 위치에너지를 구할 수가 있다. 이를 통해 운동에너지의 크기를 객관적으로 평가할 수 있는 것으로 판단되어 적용하였다.

도어운동에너지 측정기는 Fig. 1(b)와 같이 내부가 스프링 구조로 되어 있기 때문에 문의 닫힘 시 운동 에너지를 탄성운동에너지 공식인 식 (1)에 적용하여 측정할 수 있다.

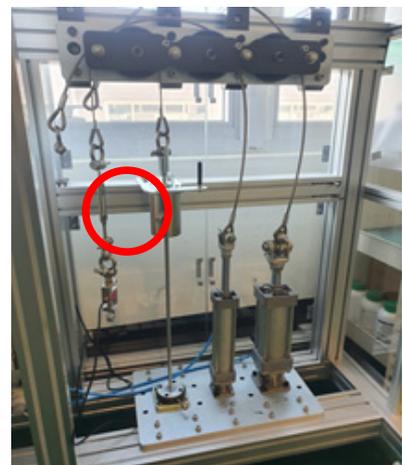


Fig. 3 Dynamic load tester

$$E = \frac{1}{2} kx^2 \quad (1)$$

여기서,  $k$  값은 장비 내 스프링의 상수 값이며, 장비 내부에는 로드셀이 들어있기 때문에 변위  $x$  값을 구해서 최종적인 탄성운동에너지 값을 구할 수 있다.

마지막으로, 일정 하중의 무게추가 스프링에 자유낙하로 떨어진다고 가정하면 식 (2)와 같이 표현할 수 있으며, 자유낙하에 의한 위치에너지는 항상 일정하기 때문에 정확한 크기의 탄성운동에너지를 구할 수 있다.

$$mgh = \frac{1}{2} kx^2 \quad (2)$$

### 3.2 1차 시험

시험은 장비의 데이터 선형성을 확인하기 위하여 하중별(4 kg, 4.82 kg, 5.6 kg)로 높이를 0.03 m, 0.05 m, 0.1 m, 0.2 m로 변경해가면서 각 높이별로 3회씩 측정

하여 결과 값을 비교하였다. 한편 Fig. 4의 (a)와 (b)를 보면 측정기의 높이가 다르기 때문에 동일한 하중으로 낙하를 시킨다고 하더라도 충격되는 높이가 달라 위치에너지의 차이가 생긴다. 그렇기 때문에 (a)와 같이 장비 하부에 지지물을 추가로 장착하여 충격 높이를 동일하게 맞추었다. Table 2는 시험 결과로 측정값의 오차가 일정하지 않고 높이와 하중에 따라 다른 결과를 보이고 있어서 정확한 오차범위를 추산하는데 한계가 있었다.

특히 하중에 따른 특성이 좋지 않았는데 그 이유는 Fig. 3의 굵은 원으로 표시된 좌측 첫 번째 추(4 kg)에 4.82 kg, 5.6 kg 실험을 위한 추 무게를 인가하기 위해서는 Fig. 4(c)와 같이 질량을 무게추의 좌우로 부착해야 하며, Fig. 3과 4(d)에서 확인할 수 있듯이 무게추가 환봉을 따라 내려오는 구조이기 때문에 마찰로 인한 간섭이 발생하여 결과 값이 정확하게 나오지

Table 2 Results of the 1st comparative test

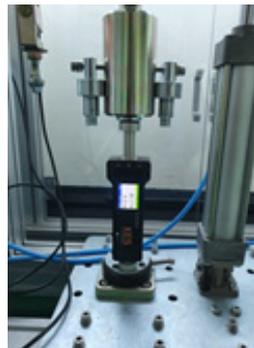
| Load<br>Height | 4 kg |              |            | 4.82 kg |              |             | 5.6 kg |              |             |
|----------------|------|--------------|------------|---------|--------------|-------------|--------|--------------|-------------|
|                | U    | K(push-pull) | K(new)     | U       | K(push-pull) | K(new)      | U      | K(push-pull) | K(new)      |
| 0.03 m         | 1.18 | 1.60(36 %)   | 1.81(53 %) | 1.42    | 2.08(46 %)   | 1.99(40 %)  | 1.65   | 2.51(52 %)   | 2.82(71 %)  |
|                |      | 1.62(37 %)   | 1.78(51 %) |         | 2.12(49 %)   | 2.02(42 %)  |        | 2.45(48 %)   | 2.79(69 %)  |
|                |      | 1.60(36 %)   | 1.85(57 %) |         | 2.05(44 %)   | 1.95(37 %)  |        | 2.49(51 %)   | 2.91(76 %)  |
| 0.05 m         | 1.96 | 2.31(18 %)   | 2.52(29 %) | 2.36    | 3.05(29 %)   | 3.63(54 %)  | 2.74   | 3.44(26 %)   | 4.14(51 %)  |
|                |      | 2.35(20 %)   | 2.62(34 %) |         | 3.08(31 %)   | 3.68(56 %)  |        | 3.49(27 %)   | 4.02(47 %)  |
|                |      | 2.37(21 %)   | 2.71(38 %) |         | 3.03(28 %)   | 3.71(57 %)  |        | 3.42(25 %)   | 4.16(52 %)  |
| 0.1 m          | 3.92 | 4.18(7 %)    | 4.77(22 %) | 4.72    | 5.25(11 %)   | 6.15(30 %)  | 5.49   | 6.42(17 %)   | 6.94(26 %)  |
|                |      | 4.24(8 %)    | 4.89(25 %) |         | 5.28(12 %)   | 6.45(37 %)  |        | 6.35(16 %)   | 7.02(28 %)  |
|                |      | 4.13(5 %)    | 4.78(22 %) |         | 5.43(15 %)   | 6.27(33 %)  |        | 7.07(29 %)   | 6.87(25 %)  |
| 0.2 m          | 7.84 | 8.12(4 %)    | 9.42(20 %) | 9.45    | 9.96(5 %)    | 11.14(18 %) | 10.98  | 10.76(2 %)   | 11.82(8 %)  |
|                |      | 7.90(1 %)    | 9.28(18 %) |         | 10.23(8 %)   | 10.59(12 %) |        | 10.84(1 %)   | 11.91(8 %)  |
|                |      | 7.98(2 %)    | 9.44(20 %) |         | 10.31(9 %)   | 11.28(19 %) |        | 10.93(0 %)   | 12.03(10 %) |



(a) New product



(b) Push-pull type



(c) Added mass



(d) Side view

Fig. 4 Experimental method

않은 것으로 판단된다.

추가적으로 일정 구간 내에서 오차범위가 선형적이어야 함에도 불구하고 운동 에너지 값이 선형적이지 않고, 오차 값도 차이가 많이 생기는 것으로 보았을 때 탄성에너지와 위치에너지가 동일하다는 가정에서 시작된 검증 시험이 감쇠와 같은 다른 요인에 의해 일정한 값이 나오지 않을 가능성도 있는 것으로 판단하여 감쇠의 영향을 고려한 다양한 방정식에 대한 검토를 진행하였다.

검토결과, 단순 스프링은 감쇠를 고려할 필요가 없는 것을 확인하였다.

따라서 무게추가 정확한 중심에 타격되지 않고 마찰 오차가 포함되는 것으로 판단하여 자유낙하를 할 수 있는 구조의 시험방법을 고안하여 시험을 진행하였다.

### 3.3 자유낙하 시험

충격시험 방법으로 도어 운동에너지를 실제 측정하는 방향인 수평방향의 시험방법을 고려하였을 때 수평으로 동작하는 힘은 진자 방식으로 가능하나 가

해지는 절대적인 힘에 대해서 타점 등을 고려하였을 때 부정확한 면이 많을 것으로 예상하여 참고문헌 (2), (3)에서 적용한 MIL-ST-901(NAVY)의 수직방향 충격 시험기를 참고하여 시험기를 Fig. 5와 같이 사다리 최상단 계단에 물음표 형태의 고리나사를 체결하여 무게 추를 실로 연결하여 시험을 실시하였다.

식 (2)에서 확인할 수 있는 바와 같이 자유낙하에 의한 위치에너지와 탄성에너지는 동일하다는 전제에서 시작되었으나, Table 2에서 보면 실제 실험으로 구해진 값은 push-pull type의 결과를 보면, 0.03 m일 때 36%~37%, 0.05 m일 때 18%~21%, 0.1 m일 때 5%~8%, 0.2 m일 때 약 1%~4%로 높이가 높아질수록 오차가 작아지고, 오히려 오차율이 신규 장비보다 작은 특성을 보이고 있었다. 이는 push-pull type의 강성이 우연히 0.2 m와 같은 특정 높이 또는 운동에너지에 최적화된 것으로 판단하였다. 하지만, 기준이 10 J미만이기 때문에 전체 측정 영역에서 선형적인 강성 값을 구하는 것이 필요하여 다양한 강성 값을 가진 스프링으로 실험을 진행하였다. Push-pull type의 스프링 강성은 12.47 kgf/cm이었으며, 최초 신규 개발품의 스프링 강성은 14.13 kgf/cm이었다. 실험 결과 선형성이 발견되지 않아 추가로 적용한 스프링의 강성은 각각 8.8 kgf/cm, 26.9 kgf/cm, 12.7 kgf/cm, 50 kgf/cm이었다.

각 스프링 별로 응답이 적절한 구간을 찾았으나 특별한 부분은 보이지 않았고, 현재 안전기준에는 제시되어 있지 않으나 EN81-1:1998에 제시된 50 kgf/cm를 적용하여 시험을 진행하였다. Table 3은 스프링 강

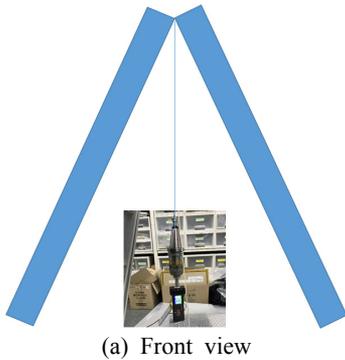


Fig. 5 Drop tester

Table 3 Results of the 2nd comparative test

| Height | Load | 2.085 kg |               |
|--------|------|----------|---------------|
|        |      | U        | KE(50 kgf/cm) |
| 0.1 m  | 2.05 |          | 2.34(12%)     |
|        |      |          | 2.17(6%)      |
| 0.2 m  | 4.09 |          | 4.96(18%)     |
|        |      |          | 4.04(1%)      |
|        |      |          | 4.27(4%)      |
| 0.3 m  | 6.14 |          | 5.94(3%)      |
|        |      |          | 6.22(1%)      |
|        |      |          | 6.38(4%)      |
|        |      |          | 5.75(7%)      |
|        |      |          | 6.34(3%)      |

성을 50 kgf/cm으로 적용하여 얻은 응답특성 값이다.

EN81-1:1998에 표시되어 있는 50 kgf/cm가 위치 에너지와 탄성에너지가 동일하게 나오는 강성으로 판단되어 재차 확인을 위해 동일 강성에서 실험을 반복 하였으나 선형적인 오차율이 나오지 않아 스프링 강성이 아닌 다른 특성에 의한 요인이 있는 것으로 판단하였다.

정확한 원인을 파악하기 위해 위의 강성 값에 대해 재차 시험을 진행하던 중 Table 3에서 확인할 수 있는 바와 같이 낮은 높이에서 오차가 많이 발생하는 것으로 판단하였을 때, 시험방법 상의 문제가 있는 것을 확인하였다. 그 문제는 측정 시 일정 높이에서 추를 떨어뜨리는 것이 필요한데 측정자가 직접 줄자를 통해 높이를 측정하고 낙하를 시키면서 줄을 놓은 시기와 높이 측정 시의 오차가 누적되어 발생한 것으로 판단되었다. 특히, 낮은 높이에서는 측정 시 오차가 많이 발생한 것으로 확인되었다.

따라서 시험의 정확도를 높이기 위해 시험자의 숙련도를 높인 결과, 최종적으로 강성과 높이는 운동에너지 측정에 관계없는 변수임이 확인되었으며, Table 4에서 오차율이 최대 7% 이내로 데이터 값이 일정하게 나오는 것을 확인하였다.

### 3.4 응답특성 및 신호 처리 방법

센서에서 측정된 신호의 특성을 정확하게 표현하기 위해서는 신호처리가 매우 중요하다. 일반적으로

장비의 교정은 검증된 교정기를 사용하여 센서 자체의 특성을 검증하는 방법이 사용되지만, 도어운동에너지 측정기는 로드셀과 스프링에 의해 전달되는 힘의 특성을 함께 확인하는 것이 중요하다.

측정기에서 측정된 힘을 정확하게 평가하기 위해 3.3에서 설명한 자유낙하 시험을 통해 신호특성을 확인해 가면서 최적의 신호처리 방법을 도출하였다.

Fig. 6은 자유낙하 시 로드셀에서 측정된 힘이 low pass filter 및 ADC를 거쳐서 나오는 것을 오실로스코프로 측정한 것으로서 신호가 (-)방향으로 포물선을 그리는 것은 로드셀이 자유낙하 하중에 의해 압축되어 음의 값을 표시해주는 것이며, 포물선이 끝나는 지점의 충격신호는 Fig. 1(b)의 가운데 지지봉이 운동에너지 측정 후 외부로 빠지나갈 수 없도록 스프링을 끼웠기 때문에 압축 후 자기 위치로 되돌아가면서 구조물과 충돌하여 발생하는 신호이다.

최초에는 충격값과 포물선으로 표현되는 힘의 값의 변화량과 혼동하였으나, 수차례 시험 후 충돌에

Table 4 Results of the final comparative test

| Stiffness<br>Height | U    | 22 kgf/cm       |                 |                 | 30 kgf/cm       |                 |                 |
|---------------------|------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
|                     |      | U               | U               | U               | U               | U               | U               |
| 0.05 m              | 1.04 | 1.01<br>(2.82%) | 0.96<br>(7.45%) | 1.06<br>(1.92%) | 1.00<br>(3.67%) | 1.01<br>(2.67%) | 1.08<br>(3.45%) |
| 0.1 m               | 2.08 | 2.22<br>(6.71%) | 2.08<br>(0.12%) | 1.94<br>(6.72%) | 2.17<br>(4.29%) | 2.17<br>(4.29%) | 2.10<br>(0.65%) |
| 0.15 m              | 3.12 | 3.09<br>(1.14%) | 3.09<br>(1.14%) | 2.96<br>(5.19%) | 3.19<br>(2.01%) | 3.15<br>(0.83%) | 3.18<br>(2.01%) |
| 0.2 m               | 4.17 | 4.29<br>(3.12%) | 4.15<br>(0.47%) | 4.15<br>(0.47%) | 4.14<br>(0.65%) | 4.31<br>(3.45%) | 4.31<br>(3.45%) |
| 0.25 m              | 5.21 | 5.19<br>(0.29%) | 5.20<br>(0.29%) | 5.19<br>(0.29%) | 5.17<br>(0.77%) | 5.27<br>(1.05%) | 5.27<br>(1.05%) |
| 0.3 m               | 6.25 | 5.82<br>(6.90%) | 6.06<br>(3.12%) | 6.05<br>(3.12%) | 6.31<br>(0.97%) | 6.31<br>(0.97%) | 6.23<br>(0.28%) |
| 0.35 m              | 7.30 | 7.18<br>(1.58%) | 7.18<br>(1.58%) | 7.11<br>(2.47%) | 7.12<br>(2.39%) | 7.29<br>(0.10%) | 7.46<br>(2.22%) |
| 0.45 m              | 9.38 | -               | -               | -               | 9.51<br>(1.39%) | 9.38<br>(0.03%) | 9.58<br>(2.07%) |

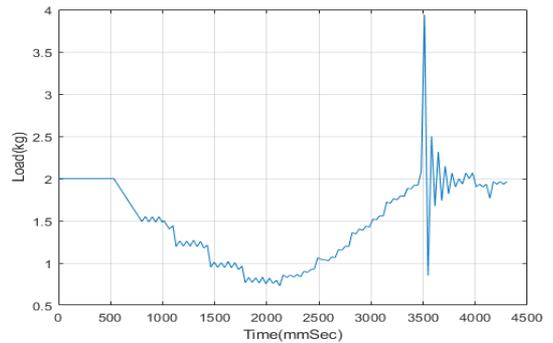


Fig. 6 Response characteristics measured directly in the load cell (before changing structure and board)

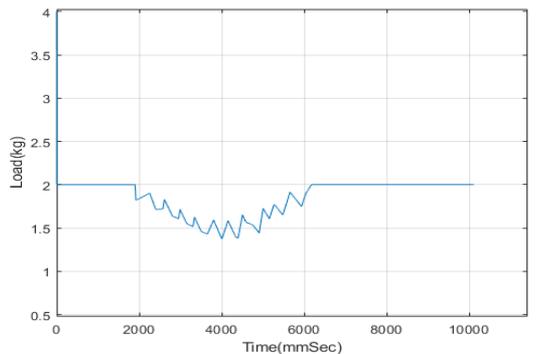


Fig. 7 Response characteristics measured directly in the load cell (after changing structure and board)

의한 값으로 판단되어 구조물 설계를 변경하여 스프링 후단 부에 충격을 흡수할 수 있는 충진제를 부착하여 충격 시 발생하는 진동을 최소화하였다.

그리고 로드셀에서 측정된 최대값은 포물선의 최고 꼭지점을 읽어야 하나, Fig. 6은 low pass filter가 적용되지 않은 raw data이다. Data는 Figs. 6, 7과 같이 톱니파형의 최대값을 읽게 되는데 톱니파형은 스프링과 기구면의 간섭 등에 의해 발생한 값이므로 필터를 통해 고주파 성분을 제거해주는 것이 중요하다.

따라서 이 값을 정확하게 읽기 위해서는 4096이상의 sampling 주기와 low pass filter 적용 후 데이터를 측정하여야 정확한 측정값을 읽을 수가 있으며, 최종적으로는 Fig. 8과 같은 응답곡선을 얻을 수 있었다.

3.5 현장 비교 검증

최종적으로 기존 푸쉬풀 게이지 타입과 신규 제작된 장비를 검증하기 위하여 실제 승강기의 문에서 각 장비별로 30회씩 시험을 실시하였으며, Fig. 8과 같이

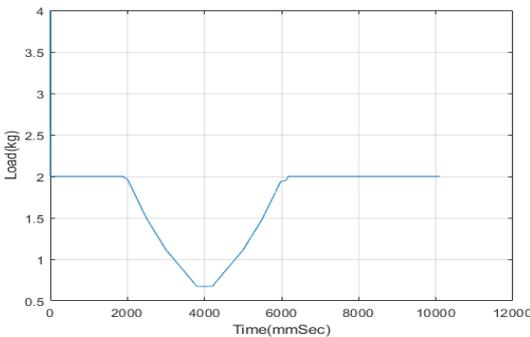


Fig. 8 The result of verification

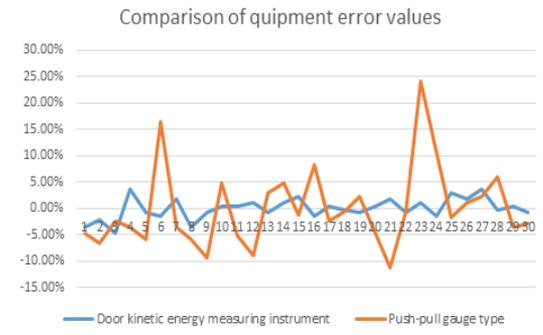


Fig. 9 Comparison of equipment error values through actual elevator door testing

기존 장비는 최대 25%의 오차율이고 전체적으로 결과값의 분포가 일정하지 않아 측정값을 신뢰하기가 힘들지만, 신규 제작된 장비의 오차율이 5% 이내로 결과 값이 일정하게 나오는 것을 볼 때 측정자들이 신뢰할 수 있는 수준인 것을 확인할 수 있다.

따라서 현장 검사원들이 현장 사용 시 동종 장비 간에도 데이터 값의 편차로 인해 신뢰하지 못하던 부분을 검증하기 위해 단순히 push-pull gauge와 로드셀만 교정하던 방식에서 벗어나 자유낙하 방식의 교정방법을 적용하여 검증하고 신호처리 방식 및 기구물을 개선 개발함으로써 신뢰하고 편리한 장비를 사용할 수 있게 되었다.

4. 결 론

승강기 검사 시에 자동 동력 작동식 문의 단힘 시 충돌로 인해 이용자에게 미치는 영향을 확인하기 위하여 도어의 운동에너지를 측정할 수 있는 장비를 직접 제작하여 사용하였으나, 기존에는 push-pull gauge 및 로드셀의 하중값 만을 교정함으로써 스프링과 연동되어 측정되는 운동에너지값의 정확도 및 신뢰성을 확인할 방법이 없었다.

이 논문에서는 기존에 제작된 장비의 사용상 편의성을 증가시키고 신규 제작 시 측정기의 신뢰성 확보를 목적으로 위치에너지를 이용한 교정방법을 제안하였고, 실험을 통해 교정 방법의 정확성을 검증하여 그 유효성을 확인하였다.

또한 외산 push-pull 게이지 장비를 대체하기 위한 장비의 국산화 개발에 성공하였으며 그 효용성을 검증하였다.

References

- (1) Ministry of the Interior and Safety, 2019, Elevator Safety Code, 7.6.2.2.1.
- (2) Park, S. K., Bang, S. W., Kwon, O. C., Lee, J. Y. and Oh, J. E., 2008, Performance Evaluation of the Vibration Absorber of Vertical Direction using Numerical Modeling and Shock Test, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 990~993.
- (3) Gil, G.-K., Lee, S.-B., Jeon, J.-G., Cho, K.-H. and Jo, Y. H., 2018, Acquisition the Property of Cushioning Material with the Drop Test and Verification

with Finite Element Shock Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28 No. 5 pp. 526~533.



**Sang-Yoon Seo** received his Ph.D. degree in Sound and Vibration Engineering from Pukyong National University in 2013. He is currently a Deputy manager at Research and Development Department at Korea Elevator Safety Agency. His research interests are in vibration analysis, machine diagnosis and prognosis, development of sound and vibration equipment.



**Chan-Yong Park** received his B.S. degree in Control and Sensor Engineering from Seoul National University of Science & Technology in 2006. He is currently a General manager at Research and Development Department at Korea

Elevator Safety Agency.



**Chang-Hoon Lee** received his M.S. degree in Electrical Engineering from Chonbuk National University in 2016. He is currently a research engineer at Korea Elevator Safety Agency.



**Byeong-Keun Choi** is a Professor at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. He received his Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pukyong National University, Korea, in 1999. Dr. Choi worked at Arizona State University as an Academic Professional from 1999 to 2002. Dr. Choi's research interests include vibration analysis and optimum design of rotating machinery, machine diagnosis and prognosis and acoustic emission. He is listed in Who's Who in the World, among others.

# 추진축과 스트러트 베어링 간 스틱슬립 비선형 마찰진동으로 인해 발생한 이상소음의 분석

## Analysis of the Abnormal Sound Caused by the Stick-slip Nonlinear Vibration Occurred Between Strut Bearing and Propulsion Shaft

한형석<sup>†</sup> · 전수홍<sup>\*</sup> · 이청원<sup>\*</sup> · 김용훈<sup>\*</sup>

Hyungsuk Han<sup>†</sup>, Soohong Jeon<sup>\*</sup>, Chungwon Lee<sup>\*</sup> and Yonghoon Kim<sup>\*</sup>

(Received September 24, 2020 ; Revised November 24, 2020 ; Accepted January 7, 2021)

**Key Words :** Stick-slip Nonlinear Vibration(스틱슬립 비선형진동), Self-excited Vibration(자력진동), Strut Bearing(스트러트 베어링), Rope Guard(로프 가드)

### ABSTRACT

When the propulsion shaft is rotating, friction-induced vibrations can occur between the shaft and bearing according to the lubrication condition. For ship applications, a water-lubrication bearing is usually adapted at the strut structure where the bearing is located in the water. Because the strut bearing is lubricated with seawater, the friction coefficient is greater than that for the oil-lubricated bearing and the friction coefficient varies as an exponential function of the relative velocity from the shaft to the bearing. Under this condition, the shaft system can become unstable and stick-slip nonlinear friction-induced vibration can occur. In this research, the abnormal noise caused by the stick-slip motion between the propeller shaft and strut bearing is described. Through experiment and analysis, it can be verified that the abnormal noise is caused by the stick-slip vibration.

### 1. 서 론

최근 새로운 함정의 건조가 활발히 이루어지면서 설계단계에서 검증하지 못했던 이상소음 문제가 자주 발생하고 있다. 특히 추진축 쪽에서 발생하는 이상소음은 유동, 마찰 등 비선형 진동에 의해 발생하는 사례가 늘고 있으며 이러한 이상소음 및 진동은 추진시스템의 베어링 손상, 축의 피로파손 등 치명적인 손상을 야기할 수 있으므로 이에 대한 원인규명을 정확히 수행하고 이를 충분한 수준으로 저감 또는 소멸시

켜야만 한다.

Simpson, T. A. et al.<sup>(1)</sup>은 축과 베어링을 컨베이어 위에서 스틱슬립 운동을 하는 물체와 동일한 운동을 한다고 가정하고 회전속도에 따른 마찰력의 변화가 음의 관계를 가지는 경계유효영역 및 혼합 유효영역에서 스틱슬립에 의한 마찰진동 및 추진축계의 안정도문제를 다루었다. Bhushan, B.<sup>(2)</sup>는 실험실에서 시편시험을 통해 해수유효 베어링에서 발생하는 스틱슬립 현상을 분석하였으며 베어링에 작용하는 수직력, 축의 회전수, 베어링의 표면상태 및 재질을 변경해 가면서 스틱슬립에 의한 비선형 마찰진동을 평가하였

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Defense Agency for Technology and Quality, Senior Researcher  
E-mail : hshan@dtqa.re.kr

<sup>\*</sup> Member, Defense Agency for Technology and Quality, Senior Researcher

<sup>#</sup> A part of this paper was presented at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

다. Peng, E. et al.<sup>(3)</sup>은 고무 재질의 해수유탄베어링에 대해 수압 및 온도 변화에 따른 동마찰계수를 평가하였고 Albers, A. et al.<sup>(4)</sup>은 자동차 클러치에서 발생하는 채터링(chattering) 소음의 발생원인이 특정속도에서 클러치판에 작용하는 수직력 변화에 따른 스틱슬립 마찰진동임을 파악하였다. Han, H. S. et al.<sup>(5)</sup>은 축-베어링계를 2 자유도계로 가정하고 수직하중 및 댐핑변화에 따른 스틱슬립 발생여부를 예측하였으며, 실선실험을 통한 스틱슬립 발생 및 개선사례를 소개하였다.

이러한 스틱슬립 현상에 의한 마찰진동이 크게 발생할 경우 베어링의 마모 또한 크게 발생될 수 있으므로 마모와 연관한 마찰진동의 연구도 활발히 이루어지고 있다<sup>(6-8)</sup>.

이 연구에서는 특정함정에서 발생한 이상소음이 축-베어링간 스틱슬립에 의해 발생한 것으로 추정되어 이를 스틱슬립 비선형 마찰진동 관점에서 분석하고자 한다. 이 연구에서 다루는 함정의 이상소음은 회전수와 관계없이 특정주파수에서 발생하고 있었으며, 이후 함속을 증가시키거나 감소시키면 이 소음이 갑자기 사라짐을 알 수 있었다. 이러한 현상은 전형적인 자러진동의 형태이며 상대적으로 저속조건에서 발생됨에 따라 스틱슬립에 의한 비선형 마찰진동에 의해 이러한 이상소음이 발생한 것으로 추정되었다. 따라서 함미에서 이상소음이 발생할 때 함미부 및 축계에 가속도계를 부착하고 이를 통해 수집된 진동 스펙트럼 분석을 통해 회전수와 관계없이 나타나는 진동 성분에 대한 원인을 분석하였다.

**2. 이상소음 발생조건에서의 진동 계측**

이 연구에서 다루는 함정에서 발생하는 이상소음을 평가하기 위해 Fig. 1과 같이 함미 타기실 선체 및 추진축 베어링 하우징에 가속도계를 부착하고 함속력 및 추진축 회전수 변화에 따른 선체 및 추진축계 진동을 확인하였다.

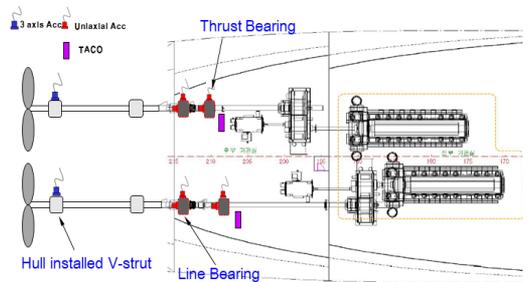
가속도계의 경우 승조원으로부터 함미 타기실의 스트러트 연결부에서 이상소음이 가장 크게 발생하는 것으로 파악되어 좌우현 V-스트러트 지지 연결 선체에 3축 가속도계(356A02(PCB))를 부착하여 이상소음 발생 시 선체에 전달되는 진동 신호를 데이터 수집장치(type 3053-B-12/0 (B&K))를 통해서 계측하였

다. 일반적으로 진동의 가진력은 축계에서 발생하므로 접근 가능한 추진축 중간 라인베어링 및 추력베어링 하우징에 축방향 및 반경방향으로 단축 가속도계(352C03(PCB))를 추가로 부착하였다. 축 회전수는 타코메터(A2103/LSR/001 (compact instrument))를 이용하여 함 속력 단계별로 계측하였다.

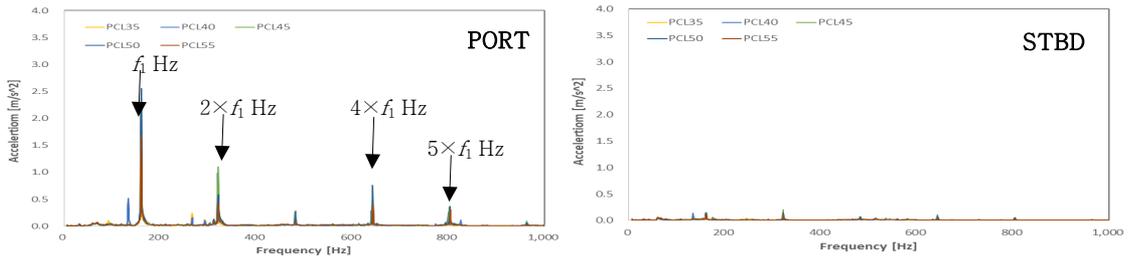
진동 계측은 함 직진항해 시 함속이 안정된 이후 계측하였으며 이상소음이 크게 발생하는 조건에서는 함 선회 시(5도 선회) 진동을 추가적으로 계측하였다. 함 속력은 PCL(power control level)로 미리 설정하여 운항하고 있으며 축 회전수는 96 r/min ~ 160 r/min의 범위 내에서 PCL 10부터 PCL 100까지 설정되어 있다.

시험결과 함 속력이 PCL 35조건이 되면 좌현부에서 이상소음이 갑자기 발생하기 시작하여 지속되다가 PCL 60부터는 갑자기 이상소음이 사라짐을 알 수 있었다.

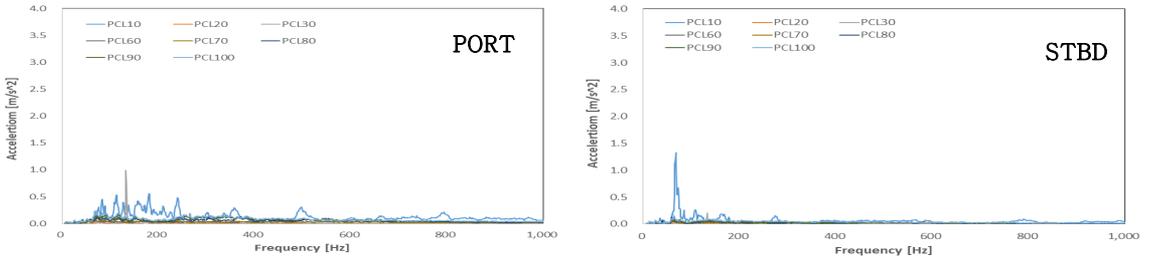
Fig. 2는 이상소음 발생 시 함 속력별 좌우현 함미 타기실 V-스트러트 연결부 선체에서 계측한 선체 수직방향의 진동 스펙트럼이다. Fig. 2(a) 좌현(PORT) 진동 스펙트럼으로부터 이상소음이 발생하는 PCL 35 ~ PCL 55에서는  $f_1$  Hz 및 이의 조화성분이 축방향, 횡방향 및 수직방향 모두 발생하고 있음을 알 수 있으며 이들 진동 성분은 축회전수와 관계없이 동일한 주파수에서 큰 톤(tonal) 성분을 가지고 있음을 알 수 있다. 하지만 우현(STBD)의 경우 모든 조건에서 특이한 진동 성분이 발견되지 않으며 PCL 35 ~ PCL 55 조건에서 좌현대비 완전히 다른 진동 스펙트럼을 보여주고 있다. 반면 Fig. 2(b)의 진동 스펙트럼으로부터 PCL 10 ~ PCL 30, PCL 60 ~ PCL 100 구간에서는 좌우현 모두 이러한 진동 성분이 없으며 좌우현간 진동 스펙트럼 차이 또한 크지 않음을 알 수 있었다. 따라서 진동 시험 결과 이들 이상소음은 좌현에서 발생하고 있음을 알 수 있다.



**Fig. 1 Test setup**



(a) Vertical direction of PCL 35 ~ PCL 55



(b) Vertical direction of PCL 10 ~ PCL 30, PCL 60 ~ PCL 100

**Fig. 2** Acceleration spectra measured on the strut supported structure according to the propulsion shaft speed variation

계측결과 소음발생 시 이상소음의 주파수가 회전수에 따라 변하지 않기 때문에 회전체의 불평형력 등 가진력에 의해 특정 진동모드가 가진되는 현상은 아닌 것으로 판단되었다

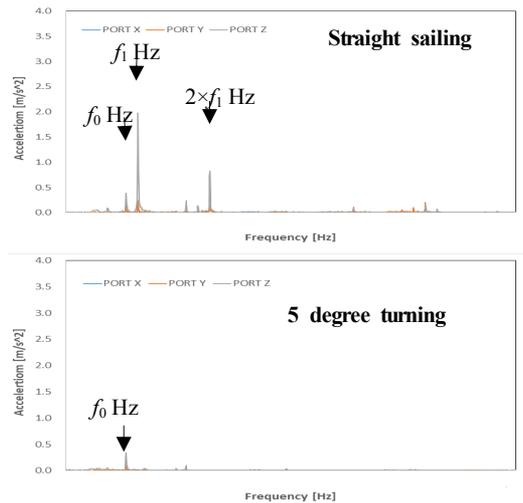
이상소음을 야기시키는 진동의 발생원인이 추진축이라면 추진축의 어느 위치에서 어떠한 진동이 발생하는지 파악해야하며, 이를 확인하기 위해서 중간축 라인베어링과 추력베어링 하우징에서의 진동을 축방향 및 반경방향에 대해 계측하였다.

계측결과 라인베어링과 추력베어링에서는 회전수 변화에 따라 특이한 진동성분은 발견되지 않았다.

따라서 진동 계측 결과로부터 이 이상소음의 발생은 좌현 추진축계의 문제로 인해 발생하고 있음을 예측할 수 있으며 특히 함미 스트러트베어링 쪽에서 발생되었을 가능성이 높다고 판단되었다.

이 연구에서 다루는 함정의 V 및 I-스트러트 베어링의 경우 수운환 베어링으로 윤활막이 충분하게 생성되지 못하는 저속 조건에서 비선형 스틱슬립(stick-slip)에 의한 마찰진동이 발생할 수 있으며 이 경우 베어링 구조물을 포함한 추진축계 시스템의 자려진동이 발생할 수 있으므로 이에 대한 주의가 필요하다.

이 연구에서 다루는 함정에서 발생한 축계 진동이



**Fig. 3** Variation of the acceleration measured on the hull plate supported to the strut at PCL 35 when the ship is turning

베어링 마찰에 의한 진동인지 여부를 확인하기 위해서 이상소음이 크게 발생하는 PCL 35 조건에서 함 선회시 진동 변화를 계측하고 체감적으로 이상소음 발생 여부를 평가하였다. 체감평가로부터 선회를 시작하면 발생하던 이상소음이 사라짐을 알 수 있었다.

Fig. 3은 함 선회 운전 시 함미 스트러트 상부지지

구조 선체의 진동 변화를 보여주고 있다. Fig. 3에서와 같이 진동 스펙트럼에서  $f_0$  Hz의 진동은 함 선회와 상관없이 계속 남아있으나  $f_1$  Hz 및 이들 조화성분은 함 선회 시 사라짐을 확인할 수 있었으며 함 선회 완료 후 다시 직진 향해 시 이상소음이 다시 발생하며  $f_1$  Hz 및 이의 조화성분 진동이 다시 크게 발생함을 알 수 있었다.

따라서 선회 시험 결과로부터 이 연구에서 다루는 함정에서 발생하는 진동은 추진축계 비선형 마찰진동으로 인한 스틱슬립 현상으로부터 발생하고 있음을 강하게 예측할 수 있었다.

### 3. 수운활베어링-추진축 간 스틱슬립 진동

일반적으로 베어링과 축간의 비선형 진동은 베어링과 축의 상대운동만을 고려한 단순 모델을 가지고 설명되고 있다<sup>(1,3,5)</sup>. 따라서 이 장에서는 4장에서 다루어질 이상소음의 원인분석을 위한 공학적 근거로 단순모델을 이용하여 이상소음 발생 메카니즘을 다루고자 한다.

이 연구에서는 Fig. 4와 같이 해수유회 베어링과 추진축을 2자유도 모델로 가정하여 축과 베어링에 대한 운동방정식을 식 (1)과 같이 정의하였다.

$$\begin{cases} I\ddot{\theta} + c_t\dot{\theta} + k_t\theta = -F \cdot R_0 = -\mu_d N \cdot R_0 \\ m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = F = \mu_d N \end{cases} \quad (1)$$

여기서  $I$ 는 축의 질량관성모멘트,  $\theta$ 는 축의 각 변위,  $q$ 는 베어링의 직선변위,  $c_t$ 는 축의 회전방향 댐핑,  $k_t$ 는 축의 회전방향 강성,  $m$ 은 베어링의 질량,  $c$ 는 베어링의 댐핑계수,  $k$ 는 베어링의 강성,  $F$ 는 마찰력,  $R_0$ 은 축반경,  $\mu_d$ 는 축-베어링간 등가 마찰계수,  $N$ 은 베

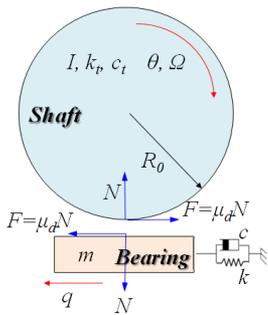


Fig. 4 Mathematical modeling of shaft and bearing

어링에 작용하는 수직력이다.

마찰계수-회전속도 곡선의 기울기가 음수를 가지는 경계 또는 혼합 유회 영역에서 등가 마찰계수( $\mu_d$ )는 식 (2)와 같이 축과 베어링의 상대속도의 향으로 표현된다<sup>(1)</sup>.

$$\mu_d(\dot{x}) = \mu_0 + (\mu_1 - \mu_0)e^{-a\dot{x}} \quad (2)$$

여기서  $\mu_0$ 는 베어링-축간의 동마찰계수,  $\mu_1$ 는 베어링-축간의 정마찰계수,  $a$ 는 상수,  $\dot{x}$ 은 축-베어링 간 상대속도이다.

따라서 식 (1) 우항의 마찰력을 마찰에 의한 감쇠계수( $c'$ )와 축-베어링 간 상대속도의 향으로 표현할 수 있으며( $F = c'\dot{x} = c'(q - R_0\dot{\theta})$ ) 좌항의 감쇠항과 동일한 형태로 표현할 수 있다. 여기서 식 (1) 우항의 축계 마찰력항의 감쇠계수( $c'$ )가 좌항의 진동 시스템 감쇠계수( $c$ )보다 클 경우 전체 등가 진동 시스템의 감쇠계수를 음수로 만들 수 있다. 이 경우 마찰 외의 다른 외력이 가해졌을 때 축과 베어링의 변위응답은 감쇠하는 것이 아니라 발산하는 불안정한 계가 된다. 또한 이러한 발산하는 진동은 축 및 베어링 계의 고유진동수에서 발생하므로 이러한 진동의 형태를 마찰에 의한 스틱슬립 비선형 자력진동이라고 한다<sup>(1,3,5)</sup>.

따라서 이 절에서는 식 (1)의 추진축계 모델에 대해 저속에서 마찰계수가 식 (2)의 형태를 가질 때 축계가 불안정한 계가 되어 자력진동을 할 수 있음을 수학적으로 기술하고자 한다.

진동이 사라지고 안정화된 이후 축 및 베어링의 응답을  $\theta^*$  및  $q^*$ 라 두면 이는 식 (3), (4)와 같다.

$$\theta^* = \frac{NR_0}{k_t} \mu_d(R_0\Omega) \quad (3)$$

$$q^* = \frac{N}{k} \mu_d(R_0\Omega) \quad (4)$$

여기서  $\Omega$ 는 축 회전수이다.

$\bar{\theta}$  및  $\bar{q}$ 를 식 (5)와 같이 정적변위를 제거한 순수한 진동 변위로 정의하고 이를 이용하여 식 (1)의 운동방정식을 다시 정리하면 운동방정식은 식 (6), (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{\theta} = \theta - \theta^*, \quad \bar{q} = q - q^* \rightarrow \dot{\bar{\theta}} = \dot{\theta}, \quad \dot{\bar{q}} = \dot{q} \quad (5)$$

$$I\ddot{\bar{\theta}} + c_t\dot{\bar{\theta}} + k_t\bar{\theta} = -(F - F') \cdot R_0 \quad (6)$$

$$m\ddot{q} + c\dot{q} + kq = (F - F') \tag{7}$$

여기서  $F'$ 는 진동력이 제거된 안정상태에서의 마찰력이다.

식 (6), (7)에서 마찰계수-회전속도 곡선의 기울기가 음수일 때 우향의 진동 마찰력 항은 식 (2)의 마찰계수 식을 이용하여 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{F} = F - F' &= \left[ \mu_0 + (\mu_1 - \mu_0)e^{-a(R_0\Omega + R\dot{\theta} - \dot{q})} \right] \cdot N \\ &\quad - \left[ \mu_0 + (\mu_1 - \mu_0)e^{-a(R_0\Omega)} \right] \cdot N \\ &= N(\mu_1 - \mu_0)e^{-aR_0\Omega} \left( e^{-a(R\dot{\theta} - \dot{q})} - 1 \right) \\ &= \bar{A} \left( e^{-a(R\dot{\theta} - \dot{q})} - 1 \right) \\ \text{where } \bar{A} &= N(\mu_1 - \mu_0)e^{-aR_0\Omega} \end{aligned} \tag{8}$$

식 (8)에서 Taylor 급수전개를 이용하여  $\bar{F}$ 를 선형화하면 식 (9)~(11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{F} = \bar{F}(0,0) + \dot{\theta} \left[ \frac{\partial \bar{F}}{\partial \dot{\theta}} \right]_{\dot{q}=0, \dot{\theta}=0} + \dot{q} \left[ \frac{\partial \bar{F}}{\partial \dot{q}} \right]_{\dot{q}=0, \dot{\theta}} \tag{9}$$

$$\left[ \frac{\partial \bar{F}}{\partial \dot{q}} \right] = \bar{A} a e^{-a(R\dot{\theta} - \dot{q})} \tag{10}$$

$$\left[ \frac{\partial \bar{F}}{\partial \dot{\theta}} \right] = -\bar{A} a R_0 e^{-a(R\dot{\theta} - \dot{q})} \tag{11}$$

여기서 정적인 힘은 무시하여( $\bar{F}(0,0) = 0$ ) 식 (9)를 재정리하면 외력항은 식 (12)와 같이 단순하게 정리할 수 있다.

$$\bar{F} = \bar{A} a (\dot{q} - R_0 \dot{\theta}) \tag{12}$$

따라서 식 (12)를 식 (6), (7)의 미분방정식에 대입하여 재정리하면 식 (13)~(15)와 같다.

$$\ddot{\theta} + \left( 2\zeta_t \omega_t - \frac{R_0^2 \bar{A} a}{I} \right) \dot{\theta} + \frac{R_0 \bar{A} a}{I} \dot{q} + \omega_t^2 \theta = 0 \tag{13}$$

$$\ddot{q} + \left( 2\zeta_n \omega_n - \frac{\bar{A} a}{m} \right) \dot{q} + \frac{R_0 \bar{A} a}{m} \dot{\theta} + \omega_n^2 q = 0 \tag{14}$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{mk}}, \quad \zeta_t = \frac{c_t}{2\sqrt{Ik_t}}, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\omega_t = \sqrt{\frac{k_t}{I}} \tag{15}$$

식 (13)~(14)의 해를  $\bar{\theta} = X_1 e^{st}$ ,  $\bar{q} = X_2 e^{st}$ 라 두면 식 (13)~(14)는 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} s^2 + \left[ 2\zeta_t \omega_t - \frac{R_0^2 \bar{A} a}{I} \right] s + \omega_t^2 & \frac{R_0 \bar{A} a}{I} s \\ \frac{R_0 \bar{A} a}{m} s & s^2 + \left[ 2\zeta_n \omega_n - \frac{\bar{A} a}{m} \right] s + \omega_n^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \tag{16}$$

여기서 고유해를 구하기 위한 특성방정식은 식 (17)~(21)과 같다.

$$s^4 + C_1 s^3 + C_2 s^2 + C_3 s + C_4 = 0 \tag{17}$$

$$C_1 = 2\zeta_t \omega_t + 2\zeta_n \omega_n - \frac{R_0^2 \bar{A} a}{I} - \frac{\bar{A} a}{m} \tag{18}$$

$$\begin{aligned} C_2 &= \omega_n^2 + \omega_t^2 + 4\zeta_t \zeta_n \omega_t \omega_n \\ &\quad - 2\zeta_t \omega_t \frac{\bar{A} a}{m} - 2\zeta_n \omega_n \frac{R_0^2 \bar{A} a}{I} \end{aligned} \tag{19}$$

$$C_3 = \left( 2\zeta_t \omega_t - \frac{R_0^2 \bar{A} a}{I} \right) \omega_n^2 + \left( 2\zeta_n \omega_n - \frac{\bar{A} a}{m} \right) \omega_t^2 \tag{20}$$

$$C_4 = \omega_t^2 \omega_n^2 \tag{21}$$

일반적으로 식 (13), (14) 미분방정식의 일반해는 축 및 베어링의 변위로 식 (22)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} \bar{q} \\ \bar{\theta} \end{pmatrix} = \left( D_1 e^{(a_1 + j b_1)t} + D_2 e^{(a_1 - j b_1)t} \right) \bar{u}_1 + \left( D_3 e^{(a_2 + j b_2)t} + D_4 e^{(a_2 - j b_2)t} \right) \bar{u}_2 \tag{22}$$

where,  $\bar{u}_i^T = (\bar{q}_i \quad \bar{\theta}_i)$ ,  $i = 1, 2$

여기서  $t$ 는 시간,  $D_1, D_2, D_3, D_4$ 는 상수,  $a_i + j b_i$ 는  $i$ 차 고유진동수,  $\bar{u}_i$ 는  $i$ 차 고유벡터이다.

식 (22)에서 축 및 베어링의 변위 고유치의 실수부 ( $a_1, a_2$ )가 양의 값을 가질 경우, 즉 식 (17)의 특성방정식의 모든 계수인  $C_1, C_2, C_3, C_4$ 가 모두 양수가 아닐 때 해당 고유치를 가지는 고유진동수에서 시스템

변수인 축 및 베어링 진동 변위인  $\bar{\theta}$  및  $\bar{q}$  는 발산하게 되어 큰 자력진동이 발생하게 된다<sup>9)</sup>. 이와 같이 축-베어링 간 스틱슬립이 발생하게 되면 축계 시스템은 불안정한 계가 되어 계의 고유진동수에서 자력진동을 할 수 있음을 알 수 있다.

### 4. 진동 계측 결과 분석

이 연구에서 다루는 추진축계의 V-스트러트 및 I-스트러트의 경우 수운할 베어링을 사용하고 있으며 라인베어링, 추력베어링 및 감속기어 베어링은 모두 오일베어링을 사용하고 있다. 수운할 베어링 사용 시절의 이론적 검토결과와 같이 윤활막이 충분히 형성되지 않은 마찰윤활 및 경계윤활 조건인 저속구간에서 베어링 반력이 증가하여 마찰력이 커질 경우 마찰진동 및 이로 인한 자력진동이 발생할 수 있다.

이 연구에서 다루는 함정의 경우 축의 특정 회전수에서 이상소음이 발생되며 이상소음의 형태는 특정 주파수( $f_1$  Hz) 및 이의 조화 성분이다. 이 주파수는 회전수 변화에 따라 달라지지 않으며 축의 회전수와 전혀 관계가 없는 특이 주파수이다. 또한 이 주파수에서의 소음은 함 선회 시 함 위치 변경으로 인해 바로 사라졌다가 직진 향해 시 다시 발생하기를 반복된다. 함 선회조건에서 이상소음의 변화는 함 선회로 인한 함 위치 변경 시 베어링 접촉조건이 변경되고 이로 인해 추진축의 마찰에 의한 자력진동 발생조건이 변

화했기 때문으로 판단된다. 이를 검증하기 위해 시간 신호분석 및 DEMON 분석을 통해 이상진동이 마찰에 의한 것인지를 파악하고자 하며 V-스트러트 지지구조부의 고유진동 계측을 통해 이상소음 발생 시 나타나는  $f_1$  Hz 진동의 발생원인을 찾아보고자 한다.

#### 4.1 시간 주파수 신호 분석

이상소음이 크게 발생하는 조건 중 PCL 40 계측 조건에서 Fig. 5와 같이 진동 계측을 위해 속력을 맞추었을 때 최초 이상소음이 없다가 측정 시작 후 약 34초가 지날 때 갑자기 이상소음이 급격히 증가하는 특이한 현상이 발생하였다. 이러한 형태는 전형적인 비선형 자력진동의 형태이다. 비선형 자력진동 발생 조건에서는 시스템이 불안정한 계(unstable system)가 되며 시간에 따라 진동응답이 감소하는 것이 아니라 증가하기 때문에 이러한 현상이 발생하게 된다.

Fig. 6은 이때의 진동 스펙트럼의 컨투어(contour) 다이어그램이다. Fig. 6과 같이 이상소음 발생 시 V-스트러트 지지부 상부선체의 진동 스펙트럼에서  $f_1$  Hz 및 이 주파수의 조화 성분 주파수의 진동이 크게 발생함을 알 수 있다. 따라서 시간 주파수 신호 분석 결과로부터 발생하는 진동의 형태가 비선형 마찰에 의한 스틱슬립 진동의 형태임을 알 수 있었다.

#### 4.2 DEMON 분석

DEMON(detection of envelop modulation on noise) 기법은 마찰이나 유동 등에 의해 발생한 고주파 광대역 신호가 특정 주파수에 동조 되는지를 파악하는 기법으로 힐버트 변환(Hilbert transform)을 통해 동조되는 신호의 포락선을 찾고 그 포락선이 어떠한 주파수성분을 가지는지 분석하는 기법이다. Fig. 7은 PCL 40 조건에서 마찰이 주로 발생하는 1.0 kHz ~ 7.4 kHz 의 주파수 범위에서 좌, 우현 함미 스트러트 지지 선체의 진동 신호에 대한 DEMON 분석 결과이다.

Fig. 7로부터 이상소음이 크게 발생하는 좌현의 경우 DEMON 스펙트럼에서  $f_1$  Hz 및 이들 조화성분이 뚜렷하게 나타나며 BPF 성분 및 이들 조화성분 또한 저주파영역에 현저하게 나타나고 있음을 알 수 있으나 이상소음이 없는 우현의 경우 BPF 성분 및 이들 조화성분의 특이 성분이 없음을 알 수 있다.

일반적으로 베어링 마찰은 축과 베어링 간 상대운동으로 인해 발생 될 수밖에 없다. 일반적으로 함 운

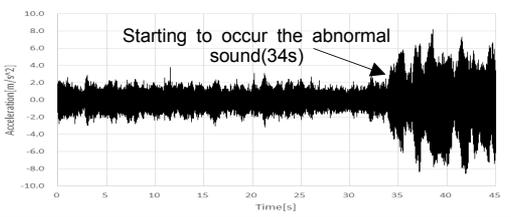


Fig. 5 Time signal of the acceleration in vertical direction at PCL 40

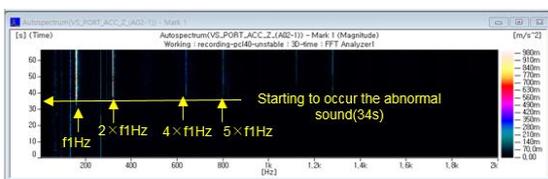


Fig. 6 Acceleration spectra contour of the acceleration in vertical direction at PCL 40

항 시 추진축계에서는 블레이드 통과주파수 성분의 변동추력 발생으로 인해 추진축의 변동 굽힘 모멘트를 발생시키므로 이를 지지하는 베어링의 마찰력 변화를 야기 시키며 이로 인해 마찰에 의한 고주파 광대역 진동은 축회전수 및 블레이드 통과 주파수에 동조되어 발생한다. 여기서 스틱슬립에 의한 비선형 마찰진동이 발생할 경우 추진축계 시스템은 불안정계가

되어 베어링을 포함한 추진축계 구조물의 고유진동수를 가진하게 되므로 고주파 광대역 마찰 진동은 축회전수, 블레이드 통과주파수 뿐만 아니라 이들 고유진동수와 동조되어 나타나게 된다.

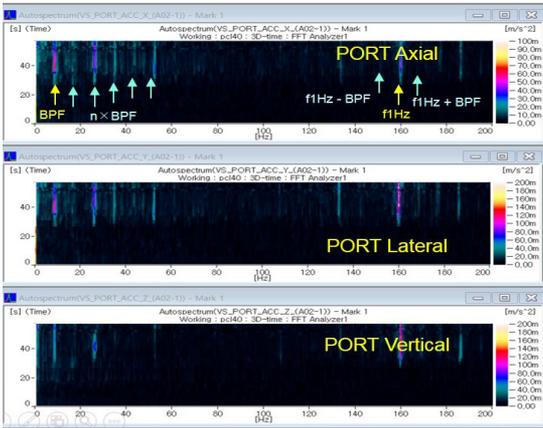
따라서 좌현의 진동 신호에 대한 DEMON 스펙트럼에서  $f_1$  Hz가 추진축계 시스템의 고유진동수라고 가정하면 이는 비선형 스틱슬립에 의한 마찰진동에 의한 형태임을 알 수 있다.

따라서  $f_1$  Hz 주파수가 어떤 구조물의 고유진동수인지 확인하기 위해서 추가적으로 모드 시험을 수행하였다.

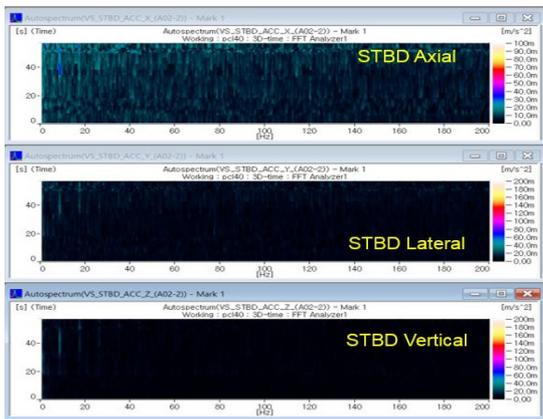
### 4.3 Modal 분석

주파수 분석 및 DEMON 분석결과로부터 이상소음 발생 시 발생하는  $f_1$  Hz에 대한 정의를 위해서 V-스트러트 베어링 부착 구조물에 대한 모드 시험을 수행하였다. 모달 시험은 함을 상가한 상태에서 V-스트러트 베어링 하우징 및 주변 구조물에 대해 수행하였다. 상가 시 확인 결과 스트러트 베어링에 연결되어 있는 로프가드에 Fig. 8과 같이 균열이 발생되어 있음을 알 수 있었다. 여기서 로프가드는 함미부 V-스트러트 베어링 하우징에 용접되어 있는 외팔보 형태의 구조로 15 mm 두께의 강판으로 구성되어 있으며 공진 발생 시 소음 발생이 쉬운 구조임을 알 수 있었다.

따라서 로프가드의 진동으로 인해 이상소음이 발생하고 이 때문에 균열까지 발생되었을 가능성을 파악하기 위해 로프가드에 대한 진동해석을 수행하였다. 진동해석은 MSC. nastran/patran을 가지고 수행하였다. Fig. 9는 로프가드 진동해석을 위한 FEM 모델이다. 로프가드는 2D quadrilateral mesh(노드점 : 4점)를 사용하여 모델링 하였으며 로프가드 끝부분은 로프가드가 스트러트 베어링 하우징에 용접되어 있



(a) PORT



(b) STBD

Fig. 7 DEMON spectra of the acceleration measured on the hull plate supported to the strut at PCL 40



Fig. 8 Crack on the rope guard

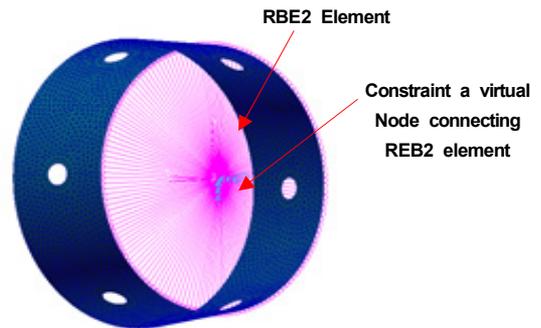


Fig. 9 FEM modeling of the rope guard

므로 RBE2 요소를 이용하여 연결부를 가상의 한 노드점으로 연결한 후 이 노드점을 완전 구속시켰다. 또한 로프가드는 물속에 잠겨 있기 때문에 접수효과에 따른 부가수 질량 효과를 구현하기 위해서 nastran MFLUID 기능 사용하였다.

로프가드 해석에 적용한 물성치는 Table 1과 같다.

Table 2는 공기 중 및 부가수 효과를 고려한 수중에서의 로프가드의 고유진동수 해석결과이다. 부가수 효과를 고려할 경우 로프가드의 고유진동수는 공기 중 고유진동수 대비 대략 1.44배~1.72배 정도 감소(부가수 질량으로 인해 로프가드 전체 질량이 2.1배~3.1배 증가)함을 알 수 있었으며 해석 결과 1, 2차 고유주파수( $f_1$  Hz)가 이상소음 발생 시 나타나는 이상진동 주파수와 일치함을 알 수 있다. Fig. 10(a)는 수중에서 로프가드의 1차~3차 고유모드를 보여주고 있다. 일반적으로 실린더 구조물은 1차 모드가 타원형 모드를 가지나 한 쪽 끝단이 구속되어 있을 경우 Fig. 10(a)와 같이 여러 개의 절점을 가지는 형태의 고유모드를 가지게 된다. Fig. 10(a)와 같이 주요모드들이 실제 파손이 발생한 지점인 구멍이 있는 지점들

중심으로 변형하는 모드임을 알 수 있다. Fig. 10(b)는 1차~3차 모드에서의 응력 분포이며 실제 균열이 발생한 구멍 주변에서 가장 큰 응력이 발생됨을 알 수 있다. 따라서 이 해석 결과로부터 이 연구에서 다루는 함정에서 발생하는 이상소음의 주요주파수인  $f_1$  Hz는 로프가드의 고유진동수로 강하게 추정되었으며 이 진동으로 인해 로프가드의 균열까지 발생하였을 가능성이 충분히 있다고 판단되었다. 따라서 이 연구에서 다루는 함정의 상가 시 로프가드의 고유진동수를 모드 시험을 통해 해석결과와 비교 하였다. 모드 시험은 로프가드의 수직방향 한 지점에 3축 가속도계를 부착하고 시계방향으로 45°씩 이동하여 로프가드 자유단부와 구속부에 대해서 각각 8지점씩 총 16지점에 로프가드 원통면에 수직방향으로 임팩트해머를 이용하여 임팩트 입력을 가하여 수행하였다.

실험을 통해서 임팩트 입력에 대한 16지점의 가속도 응답의 주파수 응답 함수를 Fig. 11과 같이 구하고 이를 이용하여 로프가드의 고유진동수 및 고유모드를 추출하였다.

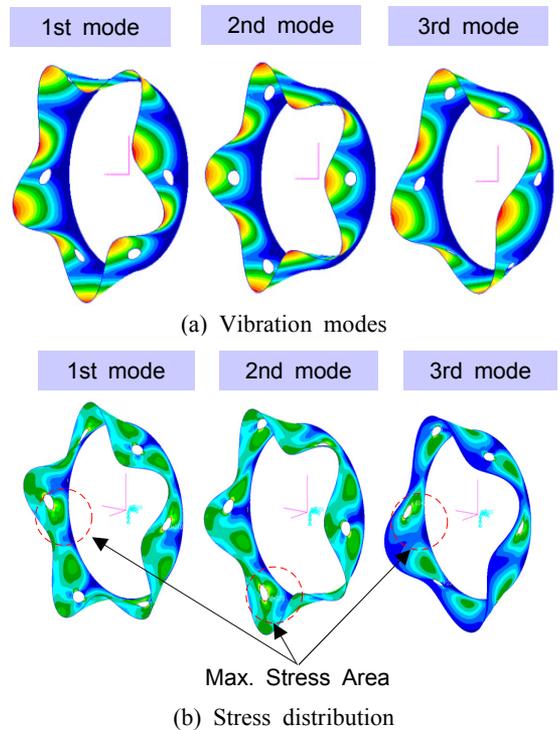
계측결과 고유진동수는 Table 3과 같으며 수중에서

**Table 1** Mechanical properties of the rope guard

| Item            | Value              | Unit              |
|-----------------|--------------------|-------------------|
| Density         | 7850               | kg/m <sup>3</sup> |
| Young's modules | 2×10 <sup>11</sup> | N/m <sup>2</sup>  |
| Poison ratio    | 0.3                | -                 |

**Table 2** Natural frequencies of the rope guard calculated by FEM

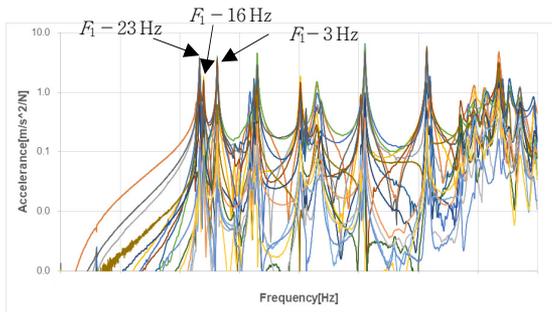
| Order | Natural frequency[Hz] |                   | $f_a/f_w$ by FEM |
|-------|-----------------------|-------------------|------------------|
|       | In air( $f_a$ )       | In water( $f_w$ ) |                  |
| 1     | $F_1$                 | $f_1$             | 1.6              |
| 2     | $F_1$                 | $f_1$             | 1.6              |
| 3     | $F_1+23$              | $f_1+8$           | 1.65             |
| 4     | $F_1+23$              | $f_1+8$           | 1.65             |
| 5     | $F_1+23$              | $f_1+17$          | 1.56             |
| 6     | $F_1+26$              | $f_1+23$          | 1.53             |
| 7     | $F_1+83$              | $f_1+36$          | 1.72             |
| 8     | $F_1+83$              | $f_1+60$          | 1.53             |
| 9     | $F_1+90$              | $f_1+63$          | 1.54             |
| 10    | $F_1+110$             | $f_1+63$          | 1.63             |



**Fig. 10** Vibration modes and stress distribution of the rope guard

**Table 3** Natural frequencies of the rope guard from experiments

| Order | Natural frequency[Hz] |                   |
|-------|-----------------------|-------------------|
|       | In air( $f_a$ )       | In water( $f_w$ ) |
| 1     | $F_1-23$              | $f_1-14$          |
| 2     | $F_1-16$              | $f_1-10$          |
| 3     | $F_1-3$               | $f_1-2$           |
| 4     | $F_1+61$              | $f_1+38$          |
| 5     | $F_1+69$              | $f_1+43$          |
| 6     | $F_1+74$              | $f_1+47$          |
| 7     | $F_1+146$             | $f_1+92$          |
| 8     | $F_1+156$             | $f_1+98$          |
| 9     | $F_1+174$             | $f_1+109$         |
| 10    | $F_1+247$             | $f_1+155$         |



**Fig. 11** FRF spectra from the modal test of the rope guard

의 점수효과에 따른 부가수 질량을 고려했을 때의 고유진동수는 해석결과를 바탕으로 공기 중 고유진동수의 1.59배(1차~20차 고유진동수의  $f_a/f_w$  평균값) 작게 예측하였다. 계측결과 고유진동수는 해석결과보다 다소 작게 계측되었으나 3차 모드가 수중에서 약  $f_1-2$  Hz의 고유진동수를 가질 것으로 예상됨에 따라 실제 이상소음 발생 시 나타나는  $f_1$  Hz 진동성분의 주파수와 매우 유사함을 알 수 있었다. Fig. 10(a)에서 3차 모드의 경우도 1차 모드와 진동형태가 유사함을 알 수 있었다. 로프가드의 경우 항해 중 접근이 불가하기 때문에 부가수 질량 효과에 따른 고유진동수 변화는 정확히 파악하기는 어렵다. 따라서 정확한 고유진동수 보다는 근사적인 값으로 평가할 수밖에 없고, 어느 정

도 주파수의 오차를 고려하여 평가할 수밖에 없으며, 근사적으로 평가해 보았을 때 이상소음 발생 시 이상진동의 주파수는 로프가드의 고유진동수일 가능성 매우 큰 것으로 판단되었다. 구조물에 균열이 발생한 상태에서 진동력이 가해지면 강성이 떨어져 균열 발생 전 대비 더 큰 진폭으로 진동할 수 있으므로 상가시 균열부를 용접하고 항해 시운전을 통해 이상소음 변화를 추가적으로 계측해 보았다.

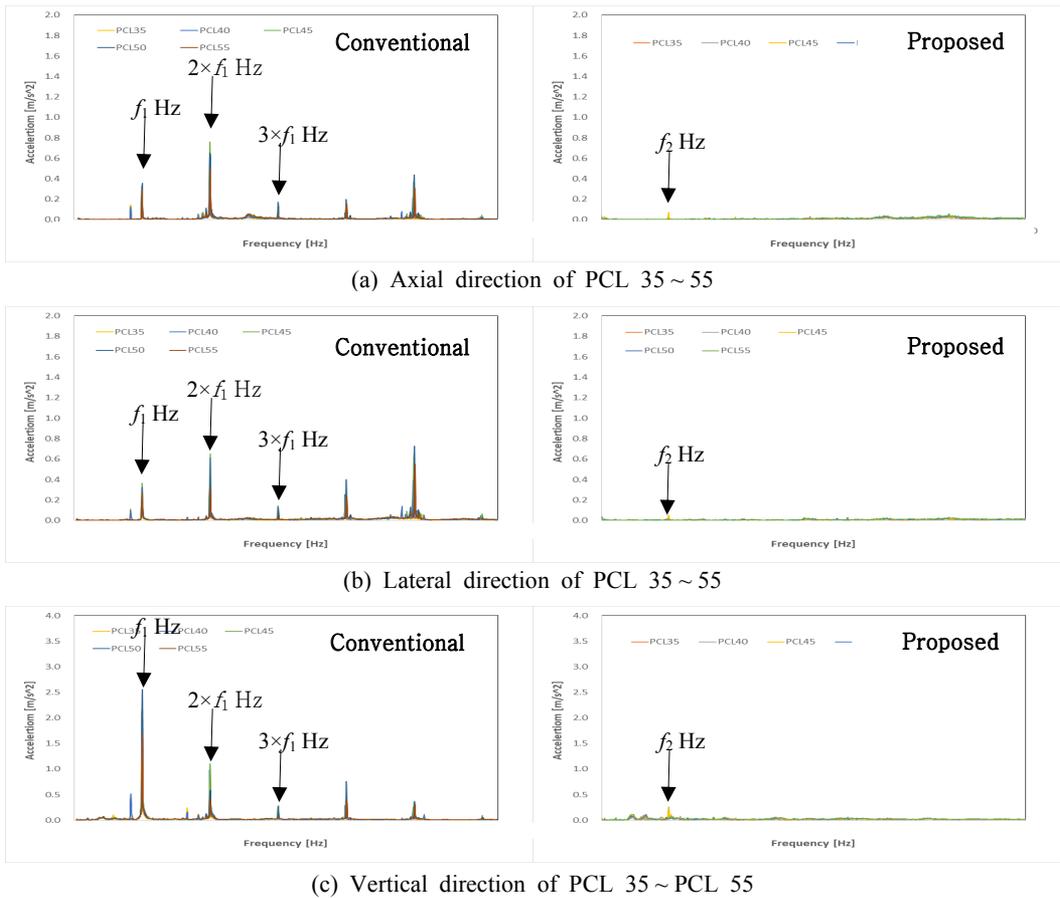
**4.4 로프가드 수리 후 진동 계측 결과 분석**

4.1절~4.3절의 계측 결과로부터 로프가드의 파손은 축과 V-스트러트 베어링 간에서 발생한 스틱슬립 마찰진동에 의해 베어링지지 구조물을 포함한 추진축계가 불안정 계가 되고 베어링 구조물들 중 외팔보 구조로 지지된 로프가드가 자려진동을 하면서 파손된 것으로 추정되었다.

또한 로프가드의 균열로 인해 로프가드의 공진현상이 증폭되고 이로 인해 이상소음이 발생된 것으로 예측하였다. 따라서 로프가드의 균열부를 절단하고 여기에 강판을 용접하여 수리를 진행한 후, 항해 시운전을 통해 이상소음의 변화를 진동계측을 통해 확인해 보았다. 진동계측은 함 출항 후 PCL 30~60 속력 조건에서 계측하였다.

Fig. 12은 이상소음이 크게 발생했던 구간인 PCL 35~PCL 55에 대한 진동 스펙트럼이다. Fig. 12에서 좌측 그림(conventional)은 로프가드 수리 전, 우측 그림(proposed)은 로프가드 수리 후 진동 스펙트럼이다. Fig. 12에서와 같이 시험 결과 기준에 발생하던 이상소음은 로프가드 수리 후 거의 발생하지 않았으며 진동 스펙트럼에서  $f_1$  Hz 및 이들 조화 성분이 모두 사라졌음을 알 수 있었다. 항해 중 PCL 35~PCL 55에서  $f_2$  Hz (=  $f_1-8.0$  Hz)의 작은 피크 성분이 회전수와 관계없이 발생하였으며 이는  $f_1$  Hz 성분이 항해조건에 따른 로프가드의 부가수 질량 변화 및 균열수리에 따른 구조물의 특성 변경으로 인해 달라진 것으로 추정되었다.

이상소음 및 특이진동 성분은 기존 측정값에 비해서는 매우 감소함을 알 수 있었으나 계측 이후 계속적으로 시운전을 수행해 본 결과 함 운항 조건에 따라 일부 소음이 증가하기도 함을 알 수 있었다. 시험결과와 같이 항해 중 항해조건에 따라 이상소음이 발생한다는 것은 로프가드에 자려진동이 발생한다는 증거이고, 이러한 현상이 반복되게 되면 다시 로프



**Fig. 12** Spectra of the acceleration on the aft hull supporting the V-strut according to the speed variation measured after departure (conventional : before repairing, proposed : after repairing)

가드에 균열이 발생되며 이로 인해 이상소음이 더 증폭될 것으로 예측되었다. 따라서 로프가드의 두께 증가 및 구조보강을 통해 자려진동이 발생하는 로프가드의 고유진동수를 늘리고 이를 통해 진동 가속도의 진동 진폭을 낮추는 등의 개선이 필요할 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

이 연구에서 다루는 함정의 PCL 35 ~ PCL 55에서 함미 좌현부에서 발생하는 이상소음은 진동계측 결과로부터 V-스트러트 베어링의 마찰에 의한 스틱슬립 비선형 진동에 의해 발생하는 것으로 예측되었다. 통상 마찰에 의한 스틱슬립 비선형진동은 자려진동의 형태로 나타나며 베어링 구조물을 포함한 추진축계

시스템의 고유진동수에서 큰 진동이 발생하게 된다.

이 연구에서 다루는 함정의 경우  $f_1$  Hz 및 이들 조화성분의 진동으로 인해 이상소음이 발생하고 있으며 고유진동 해석 및 모드 시험 결과 이 성분은 로프가드의 고유진동수로 추정되었다.

실제로 로프가드 균열이 발생한 이후 이 소음이 크게 발생하였고, 로프가드 균열 수리 후 시운전에서 이상소음이 급격히 저감됨을 확인함에 따라 이상소음은 로프가드의 자려진동에 의해 발생된 것으로 강하게 추정된다.

이상소음 저감 및 로프가드 균열 방지를 위해서는 로프가드의 강성 보강을 통해 진동진폭을 줄이는 방법이 적용되어야 할 것으로 판단되며 이를 위해 로프가드 두께 증가, 보강재 추가 등의 대책이 필요할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 해군본부로부터 지원받은 “20-운용합정 소음진동 점검 연구용역”을 통해 얻어진 결과입니다. (계약번호 제 2020UMM0347호)

## References

- (1) Simpson, T. A. and Ibrahim, R. A., 1996, Non Linear Friction Induced Vibration in Water-lubricated Bearings, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 2, No. 1, pp. 87~113.
- (2) Bhushan, B., 1980, Stick-slip Induced Noise Generation in Water-lubricated Compliant Rubber Bearings, *Journal of Lubricant Technology*, Vol. 102, No. 2, pp. 201~210.
- (3) Peng, E., Liu, Z., Zhou, X., Tian, Y. and Zhao, M., 2012, Study on Nonlinear Friction-induced Vibration in Water-lubricated Rubber Stern Tube Bearings, *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 6, pp.140~147.
- (4) Albers, A. and Herbst, D., 1998, Chatter-causes and Solutions, *The 6th LuK Symposium*, Luk GmbH & Co, Germany, pp. 23~45.
- (5) Han, H. S., Lee, K. H., Park, S. H. and Jeon, S. H., 2018, Investigation for the Mechanism and Main Parameters of the Stick-slip Nonlinear Friction Induced Vibration in Water-lubricated Stern Tube Bearing, *Transaction of the Korean Society of Noise Vibration Engineering*, Vol. 28, No. 6, pp. 655~663.
- (6) Hirani, H. and Verma, M., 2009, Tribological Study of Elastomeric Bearings for Marine Propeller Shaft System, *Tribology International*, Vol. 42, No. 2, pp.378~390.
- (7) Zhimin, Y., Xincong, Z., Hongling, Q., Wanying, N., Hao, W., Kai, L. and Yumin, T., 2015, Study on Tribological and Vibration Performance of a New UHMWPE/graphite/NBR Water Lubricated Bearing Material, *Wear*, Vol. 332-333, pp.872~878.
- (8) Wang, H., Liu, Z., Zou, L. and Yang, J., 2017, Influence of Both Friction and Wear on the Vibration

of Marine Water Lubricated Rubber Bearing, *Wear*, Vol. 376-377, pp. 920~930.

[9] Rao, S., 2011, *Mechanical Vibrations 5th Edition*, Prentice Hall, Chap. 2.



**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 Senior Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, 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.



**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.

# 에어컨 실외기 패널의 진동저감

## Vibration Reduction in the Outdoor Unit Panel of an Air Conditioner

백종희\* · 김원진†  
Jong-Hui Baek\* and Won-Jin Kim†

(Received September 24, 2020 ; Revised November 24, 2020 ; Accepted January 8, 2021)

**Key Words :** Air Conditioner Outdoor Unit(에어컨 실외기), Operating Deflection Shape(작동 중 변형 형상), Vibration Mode Analysis(진동모드해석), Impact Response(충격응답)

### ABSTRACT

In this paper, a method for improving the hardness of the mount is proposed in order to reduce the vibration of the air conditioner outdoor unit panel. First, the vibration level of the first harmonic frequency was determined, which was found to be high, that is, 600 r/min and 760 r/min. Second, the vibration shape was analyzed via an operation deflection shape (ODS) analysis, and then, a mode analysis was performed using a finite element model to analyze the influence of the local vibration of the panel. It was found that the panel vibration originated from the rigid vibration of the outdoor unit. Finally, the effect of the model in terms of reduction in the vibration was confirmed by applying a mount with an improved hardness based on the impact response spectrum. Finally, the effectiveness of the improved mount design of the air conditioner outdoor panel in reducing the vibration was verified.

### 1. 서 론

최근 소비자들은 에어컨 실외기에 대한 저소음, 안정성 등의 쾌적한 환경을 요구하기 때문에 이에 만족할 수 있는 기술개발을 위한 다양한 연구가 수행되고 있다. 실외기는 팬(fan)과 모터(motor)의 구동으로 인한 진동이 브라켓(bracket)을 통해 패널(panel)로 전달되어 소음과 진동이 발생한다. 설치장소는 주로 주거지 인근인 옥상, 베란다 등에 설치되어 소비자들에게 불편함을 유발한다. 따라서 실외기의 저소음·진동에 관한 연구는 필수적이다. 실외기의 방사소음과 진동 발생현상은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫째는

유체역학적 기체소음(air-borne noise), 둘째는 구조진동음(structure-borne noise)으로 구분된다. 실외기의 유동소음의 관련된 연구로 Guedel<sup>(1)</sup>은 팬(fan)의 기하학적 특성을 개선하여 소음을 저감하였다. Lee, S. B. et al.<sup>(2,3)</sup>은 팬의 난류유동소음의 특성을 분석하고, 저소음 팬에 대한 설계를 제시하였다. 구조진동음의 관련된 연구로 Ahn, K. W. et al.<sup>(4)</sup>은 실외기 압축기(compressor)에 대한 소음원을 규명하고, 음향 인텐시티(sound intensity)를 통해 규명된 압축기 하단부의 소음원에 대하여 방진고무의 형상을 재설계하였다. Lee, B. C. et al.<sup>(5,6)</sup>은 공조용 회전압축기의 소음저감을 위해 링형 모양의 공명기 형태를 제안하였고, 소음저감에 기여하는 주인자를 다구찌(Taguchi)기법으로 최저소음을 달성

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University, Professor  
E-mail : wjkim@kmu.ac.kr

\* Mechanical Engineering, Keimyung University, Student

‡ Recommended by Editor Sang Wook Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

하는 인자수준을 도출하였다. 이상의 연구에서 실외기의 유동소음과 구조진동음을 저감하기 위한 다양한 연구가 진행되었다. 주로 실외기 팬과 압축기의 연구가 집중되는 반면 패널의 진동저감에 대한 연구는 상대적으로 미비하다.

이 연구에서는 에어컨 실외기 패널의 진동저감을 위하여 패널의 진동측정과 작동 중 변형 형상 분석(ODS)을 통한 실험적 분석을 하였다. 그리고 실외기의 유한요소모델을 이용한 진동모드해석(vibration mode analysis)을 통해 진동원인을 규명하고 진동저감 대책을 수립하고자 한다. 진동저감 방법은 일정한 주파수의 조화성분으로 가진되는 회전체 및 기계에 적용되는 진동원의 가진 주파수를 회피하는 방법을 이용하였다. 또한 개선안 방법을 적용하여 에어컨 실외기 패널의 진동저감 효과를 검증하였다.

## 2. 실외기의 진동현상 분석

### 2.1 진동특성 분석

대상 실외기의 시험에서는 실외기의 팬 모터만 운전하였고, 회전수 범위는 500 rpm ~ 840 rpm에서 진동을 스캔하였다. 진동 측정 위치는 Fig. 1과 같이 상부 커버(top cover), 전면부 패널(front panel), 좌측 패널(left panel), 우측 패널(right panel)에서 관심주파수를 고려하여 5 Hz ~ 256 Hz에서 진동 스펙트럼을 측정하였다. 신호처리 과정에서 노이즈가 발생하기 때문에 0 Hz ~ 5 Hz 구간은 필터링하였다<sup>7)</sup>. 주파수 해상도(frequency resolution)는 0.125 Hz로 지정하였다. 측정장비는 LMS사의 FFT analyzer (SCM202)를 사용하였고 가속도 센서는 PCB사의 3축 가속도 센서(356A44)를 사용하였다. 실외기의 진동은 기계적 진

동과 유동에 의한 진동이 있다. 기계적 진동은 모터의 전자기적 특성, 구조적 특성에 의해 발생되고, 유동에 의한 진동은 날개를 통과하는 공기의 상호작용에 의해 발생된다. 기계적 진동은 모터 회전수의 조화주파수(harmonic frequency)가 있으며, 유동에 의한 진동에는 날개 통과주파수(BPF; blade passing frequency)가 있다. 조화주파수( $f$ )는 식 (1)과 같다.

$$f = \frac{RPM \times N_{order}}{60} \text{ [Hz]} \tag{1}$$

실험결과는 Table 1에 높은 진동레벨을 가지는 회전수 범위와 패널에 대하여 정리하였다. 측정결과를 보면 600 r/min은 전면부 패널에서, 760 r/min에서는 좌, 우측 패널에서 1차 조화주파수의 진동레벨이 우세하게 나타났다. 상부 커버를 제외한 나머지 패널들에 대하여 1차 조화주파수가 지배적인 것을 확인할 수 있다.

### 2.2 ODS 분석

실외기의 운전 중 진동현상을 가시화하기 위하여 작동 중 변형 형상 분석을 실시하였다. 작동 중 변형 현상을 분석하기 위해서는 임의의 한 지점을 기준으로 하고 다른 지점들 간의 상호 스펙트럼(cross spectrum)을 측정하여야 한다. 각 위치의 진동신호를 측정하여 상호 스펙트럼으로 나타내면, 모든 위치별 진폭비와 위상차를 나타내는 전달률(transmissibility)을 계산할 수 있다. 작동 중 변형 형상 분석에서 전달률  $H(f)$ 은 기준점의 외부 잡음(extraneous noise)을 제

Table 1 Vibration levels of panels

| RPM [r/min] | Frequency [Hz] | Panel       | Magnitude [ $\mu\text{m}$ ] |
|-------------|----------------|-------------|-----------------------------|
| 600         | 9.8            | Top cover   | 2.44                        |
|             |                | Front panel | 16.0                        |
|             |                | Left panel  | 11.4                        |
|             |                | Right panel | 12.4                        |
| 760         | 12.5           | Top cover   | 5.91                        |
|             |                | Front panel | 4.14                        |
|             |                | Left panel  | 21.5                        |
|             |                | Right panel | 23.6                        |

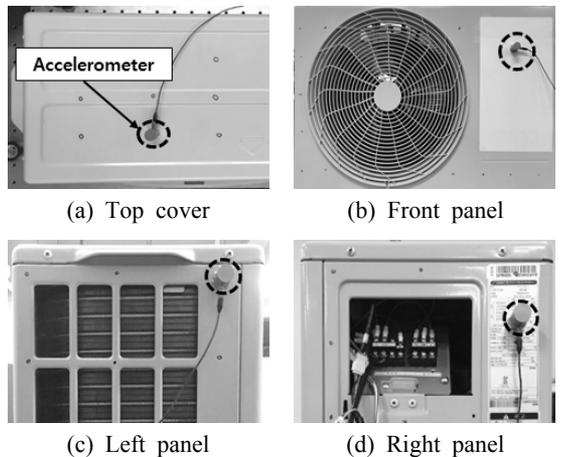


Fig. 1 Accelerometer positions for experimental setup

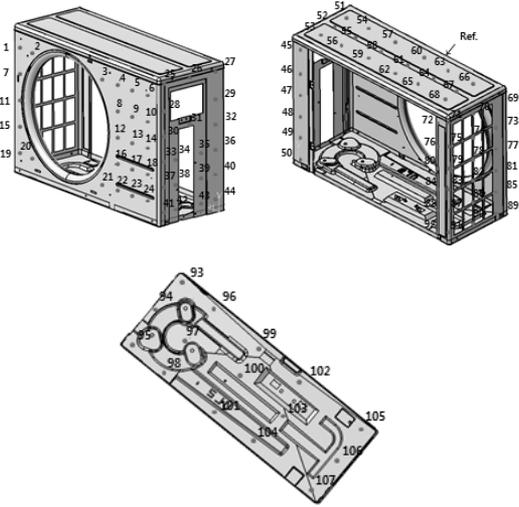
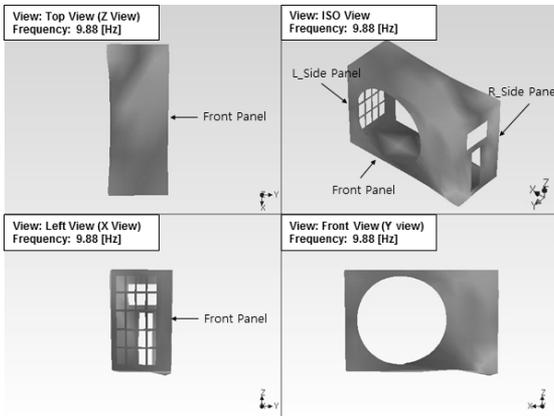
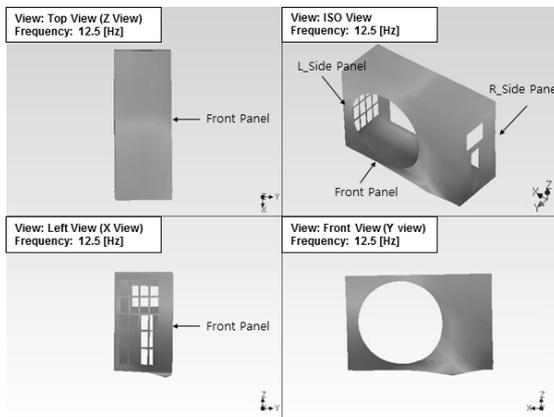


Fig. 2 Measurement points of air conditioner outdoor unit



(a) 1st order vibration of 600 r/min (9.8 Hz)



(b) 1st order vibration of 760 r/min (12.5 Hz)

Fig. 3 Operating deflection shapes of panels

거한 스펙트럼밀도함수로 표현되며 식 (2)와 같다.

$$H(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} \tag{2}$$

여기서  $G_{xx}(f)$ 는 기준점의 자기 스펙트럼밀도함수이고,  $G_{xy}(f)$ 는 기준점과 측정지점의 상호 스펙트럼 밀도함수이다. 시험에서는 실외기의 상부 커버를 기준점으로 지정하고 Fig. 2와 같이 기준점을 포함하여 총 107지점의 상호스펙트럼을 측정하였다. Fig. 3은 진동레벨이 높게 발생한 회전수 600 r/min, 760 r/min의 작동 중 변형 현상을 나타내었다. 600 r/min에서 전면부 패널은 y방향(전후방향)으로, 하부는 z방향(상하방향)으로 진동하는 형상이다. 그리고 760 r/min에서는 실외기 전체가 x방향(좌우방향)으로 진동하는 형상과 하부가 z방향(상하방향)으로 진동하는 형상을 나타낸다. 따라서 1차 조화주파수로 인한 패널의 진동형상이 문제가 됨을 규명하고 실외기의 진동을 저감할 수 있는 개선안 도출이 필요하다.

### 3. 실외기의 진동해석

#### 3.1 유한요소모델 및 경계조건

실외기는 3차원 설계 프로그램을 사용하여 두께가 얇은 판재부품과 얇은 구리 관 등은 셸(shell)요소로, 두께가 두꺼운 압축기와 모터 등은 솔리드(solid)요소로 모델링 하였다. 전체 유한요소모델은 Fig. 4에 나타내었다. 진동측정 시험조건과 동일하게 자유도의 구속조건을 부여하지 않았다. Fig. 5는 유한요소모델에 적용된 경계조건을 나타낸다. 실외기는 모든 부품들이 볼트로 연결되어 있기 때문에 접촉면의 절점을 공유하는 접촉(bonded)조건을 부여하였다. 그리고 접

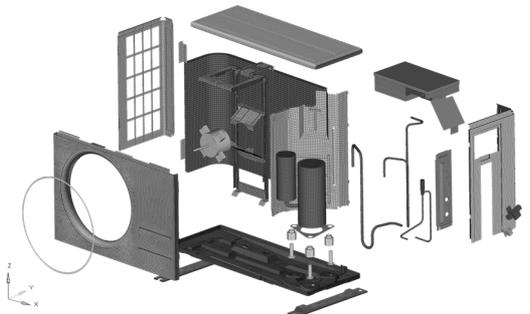


Fig. 4 Finite element model of air conditioner outdoor unit

축영역의 표면을 효율적으로 연관시켜, 병진 및 회전 자유도가 고려되는 다중점 구속(MPC; multi point constraint)조건을 적용하였다. 해석에 사용한 물성치는 Table 2에 정리하였다.

**3.2 진동모드 해석결과**

실외기의 유한요소모델은 범용 유한요소해석프로그램인 ANSYS V17.1<sup>(8)</sup>을 이용하여 진동모드 해석을 수행하고, 결과를 Table 3에 정리하였다. 자유도를 구속하지 않았기 때문에 6개의 강체모드(rigid body mode)가 0 Hz로 나타났다. 실외기의 내부 변형에너지를 가지는 변형모드는 1차 조화주파수 범위(8.25 Hz ~ 13.8 Hz)에서 존재하지 않고, 14 Hz(7차 모드)부터 존재하였다. 그리고 실외기의 패널이 가지는 변형모드는 12차부터 14차(31 Hz ~ 38.5 Hz)모드이므로 1차 조화주파수에 의한 공진이 아닌 것으로 판단된다. 상부 커버는 사용 회전수 범위 중 760 r/min에서 가장 높은 진동레벨이 발생했으며, 이는 날개 통과주파수(37.5 Hz)로 인해 상부 커버의 고유진동수와 일치함으로써 진동레벨이 높게 나타났다. 시험과 해석결과를 비교한 Table 4에서 약 2.7%의 오차율로 유한요소모델

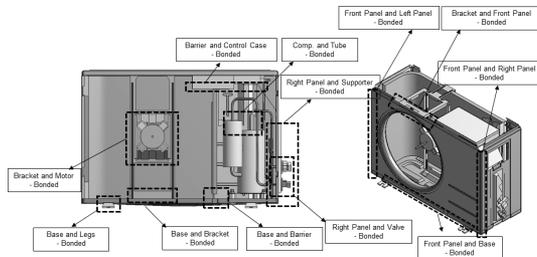
을 이용한 모드해석의 결과가 신뢰성이 있음을 판단할 수 있다. 상부 커버의 모드형상은 Fig. 6에 나타내었다.

**4. 실외기의 진동저감 대책**

2.2절에서 분석한 결과로 실외기 전체가 좌우방향으로 움직이는 형상을 나타냈으며, 하부의 진동형상이 가장 컸기 때문에 마운트의 문제로 판단된다. 충격 응답 스펙트럼을 통해 마운트의 경도 개선안을 제시하고자 한다. Fig. 7에 가진점과 응답점의 위치를, Fig. 8에 측정결과를 나타내었다. 결과를 보면 실외기

**Table 3** Results of modal analysis

| Mode      | Natural frequency [Hz] | Vibration part           |           |
|-----------|------------------------|--------------------------|-----------|
|           |                        | Location                 | Direction |
| 1st ~ 6th | 0                      | Rigid body               | X, Y, Z   |
| 7th       | 14                     | Compressor               | X         |
| 8th       | 15.9                   | Compressor               | Y         |
| 9th       | 24.1                   | Control box, tube        | X         |
| 10th      | 24.3                   | Control box, tube        | X         |
| 11th      | 30.6                   | Tube                     | Y         |
| 12th      | 31                     | Front panel, control box | Y, Z      |
| 13th      | 32.5                   | Front panel, top cover   | Y, Z      |
| 14th      | 38.5                   | Front panel, top cover   | Y, Z      |
| 15th      | 40.8                   | Tube                     | Y         |



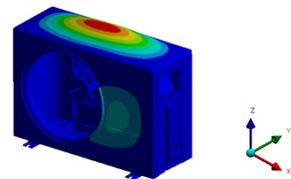
**Fig. 5** Boundary conditions of air conditioner outdoor unit

**Table 2** Material properties of air conditioner outdoor unit

| Material      | Density [kg/m <sup>3</sup> ] | Young's modulus [MPa] | Poisson's ratio |
|---------------|------------------------------|-----------------------|-----------------|
| SGCC          | 7121                         | 144 830               | 0.3             |
| SGCLD         | 7121                         | 196 800               | 0.3             |
| Aluminum      | 2450                         | 78 900                | 0.33            |
| Copper        | 8030                         | 125 000               | 0.35            |
| Polypropylene | 4740                         | 2000                  | 0.4             |

**Table 4** Comparison of experiment and analysis

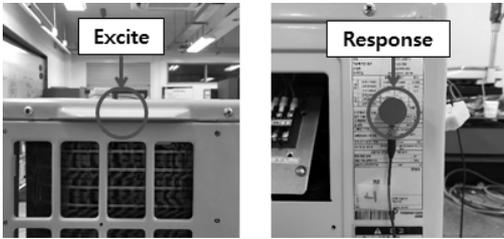
| Mode | Natural frequency [Hz] |          | Difference [Hz] | Error [%] |
|------|------------------------|----------|-----------------|-----------|
|      | Experiment             | Analysis |                 |           |
| 14th | 37.5                   | 38.5     | 1               | 2.7       |



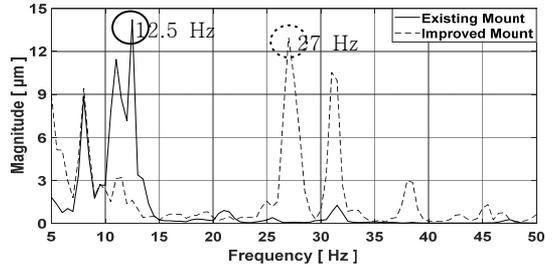
**Fig. 6** 14th mode shapes of air conditioner outdoor unit

의 1차 운전주파수 범위(8 Hz ~ 13.8 Hz)인 12.5 Hz에서 진동레벨이 가장 우세하게 나타났다. 따라서 실외기의 공진주파수가 1차 회전주파수 범위를 회피하는 마운트 설계가 필요하다. 1차 회전주파수 범위 이하로 공진주파수를 이동시키는 방법은 경도가 더 낮은 고무를 사용해야 하지만, 실외기 부품 중 상대적으로 무거운 압축기로 인한 좌우측 무게차이로 고무의 경도는 제한적이다. 그러므로 기존의 경도 75.5 H(A)에서 10 H(A) 높은 고무를 사용하였다. Fig. 8을 보면

공진주파수가 12.5 Hz에서 27 Hz로 1차 회전주파수 범위 이상으로 이동하였다. 실외기에 경도가 개선된 마운트를 적용하여 전과 후 측정결과를 총합진동레벨



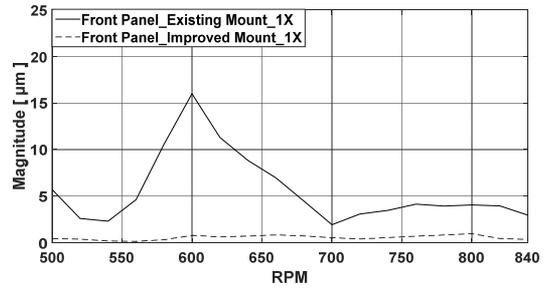
(a) Excitation point (b) Response point  
**Fig. 7** Location of excitation and response points



**Fig. 8** Impact response spectrum

**Table 5** Comparison of front panel vibration levels

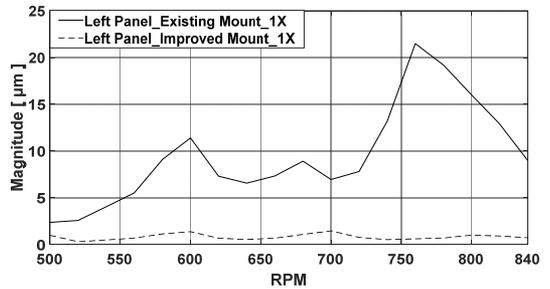
| Mount    | RPM [r/min] | Panel | Frequency [Hz]         | Magnitude [μm] |
|----------|-------------|-------|------------------------|----------------|
| Existing | 600         | Front | Overall (5 Hz ~ 50 Hz) | 16.4           |
|          |             |       | 9.8                    | 16             |
| Improved | 600         | Front | Overall (5 Hz ~ 50 Hz) | 2.6            |
|          |             |       | 9.8                    | 0.79           |



(a) Front panel

**Table 6** Comparison of left panel vibration levels

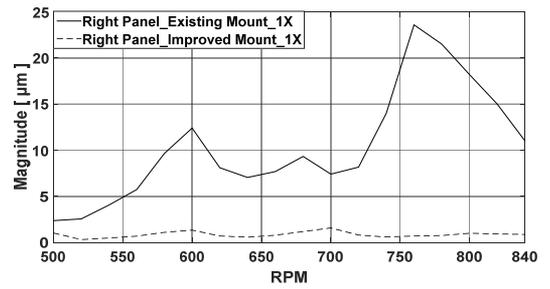
| Mount    | RPM [r/min] | Panel | Frequency [Hz]         | Magnitude [μm] |
|----------|-------------|-------|------------------------|----------------|
| Existing | 760         | Left  | Overall (5 Hz ~ 50 Hz) | 22.2           |
|          |             |       | 12.5                   | 21.5           |
| Improved | 760         | Left  | Overall (5 Hz ~ 50 Hz) | 3.1            |
|          |             |       | 12.5                   | 0.61           |



(b) Left panel

**Table 7** Comparison of right panel vibration levels

| Mount    | RPM [r/min] | Panel | Frequency [Hz]         | Magnitude [μm] |
|----------|-------------|-------|------------------------|----------------|
| Existing | 760         | Right | Overall (5 Hz ~ 50 Hz) | 23.7           |
|          |             |       | 12.5                   | 23.6           |
| Improved | 760         | Right | Overall (5 Hz ~ 50 Hz) | 4.6            |
|          |             |       | 12.5                   | 0.7            |



(c) Right panel

**Fig. 9** Comparison of vibration level of existing mount and improved mount

로 비교하였다. 가속도계로 측정한 진동레벨은 저주파 진동에 대해 낮은 신호를 생성하기 때문에 고주파 신호를 줄인 변위 값을 사용하였다. Table 5~7에 진동레벨을 정리하고 Fig. 9에 전면부, 좌, 우측 패널의 진동스펙트럼을 나타내었다. 결과를 보면 600 r/min에서 전면부 패널의 총합 진동레벨은 84% 감소하고, 1차 성분의 진동레벨은 95% 감소하였다. 760 r/min에서 좌측 패널의 총합 진동레벨은 80% 감소하고, 1차 성분의 진동레벨은 97% 감소하였다. 우측 패널의 총합 진동레벨은 80% 감소하고, 1차 성분의 진동레벨은 97% 감소하였다. 따라서 경도를 증가시킨 고무 마운트는 실외기 패널의 진동저감에 효과가 있음을 확인하였다.

### 5. 결 론

이 연구에서는 실외기 패널의 진동형상을 분석하고, 진동저감 대책을 수립하였다. 패널의 진동특성을 분석하기 위해 전체 회전수 범위에 대한 진동을 스캔하고, 진동레벨이 높게 존재하는 회전수 구간을 선정하여 작동 중 변형 형상을 분석하였다. 그리고 실외기의 전체 시스템에 대한 유한요소모델을 수립하고, 진동모드 해석을 통해 모드형상을 분석하였다. 충격 응답 스펙트럼을 통해 1차 회전주파수 범위에 존재하는 공진주파수를 도출하였다. 그리고 고무 마운트의 경도를 증가해 공진주파수를 1차 회전주파수 범위 이상으로 이동시켜 회피하였다. 그 결과 600 r/min에서 전면부 패널이 저감되었고, 760 r/min에서는 좌, 우측 패널의 진동이 저감되는 것을 확인하였다. 따라서 고무 마운트의 경도개선 방법은 실외기 패널의 진동저감에 효과가 있음을 검증하였다.

### References

(1) Guedel, A., 2000, Noise of Propeller Fans Used in Air-Conditioning Units Reduction of a Household Refrigerator, Proceedings of the 29th International Congress on Inter-Noise and Noise-Con, Vol. 2000, No. 4, pp. 27~30.  
 (2) Lee, S. B., Lee, J. H., Kim, H. J., Choi, J. K., Jin, S. H. and Park, Y. S., 1997, Flow Noise in the

Outdoor Unit of an Air-conditioner, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 594~601.

(3) Lee, S. B., Kim, K. H. and Joo, J. M., 2001, Design Parameter Analysis on the Performance and Noise of Axial Fan, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 275~281.

(4) Lee, S. B., Ahn, K. W., Baek, S. J., Kim, C. J. and Jeon, W. H., 2001, Noise prediction of Centrifugal Compressor Impeller based on Rapid Loading Calculation, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 504~511.

(5) Lee, B. C. and Kim, J. D., 2000, Experimental Analysis on the Resonator in the Rotary Compressor, Proceedings of the KSNVE Conference, pp. 1410~1415.

(6) Lee, B. C. and Kim, J. D., 2004, Experimental Analysis Using Taguchi Method on the Resonator in the Rotary Compressor for Air Conditioner, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 1, pp. 3~9.

(7) Suh, J. S., 2014, A Study on the Measurement of the Pipeline Displacement Vibration Using Accelerometers, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 6, pp. 476~482.

(8) ANSYS User's Manual, Revision 17.1, 2016, ANSYS Inc.



**Jong-Hui Baek** received B.S. and M.S. degrees from Keimyung University in 2017, 2020. His research interests are the mechanical system design to reduce noise and vibration.



**Won-Jin Kim** received his Ph.D. from the Dept. of Mechanical Engineering at KAIST in 1993. He has been working for Dept. of Mechanical and Automotive Engineering as a professor since 1997. His research interest includes source and system identification, the mechanical system design to reduce noise and vibration.

# 화장실 소음 성능기준 설정방안 고찰

## A Suggestion of Noise Standards for Water Supply and Drainage in Restroom

양 관 섭\* · 신 혜 경\* · 김 경 우†  
Kwan-Seop Yang\*, Hye-Kyung Shin\* and Kyoung-Woo Kim†

(Received October 13, 2020 ; Revised December 7, 2020 ; Accepted January 7, 2021)

**Key Words :** Toilets(화장실), Water Supply and Drainage Noise(급배수소음), Performance Standards(성능기준), Specification Standard(시방기준), Subjective Response(주관적 반응), laboratory Assessment(실험실 평가)

### ABSTRACT

This study aimed to suggest standards concerning apartment restroom noise, which is known to be the second most frequent noise complaint of residents, after floor-impact noise. To investigate the noise level, the restroom noise of 60 households has been measured from the restroom of the floor immediately below. The current standards are based on specification standards. However, to induce practical improvement, the standards need to be revised according to noise-level criteria. Based on the results of subjective response through laboratory assessment, a maximum noise level ( $L_{max}$ ) of 40 dB(A) was analyzed to be an appropriate criterion for restroom noise. However, considering both the measurement results and the subjective response, it seems to be necessary to strengthen the criterion to  $L_{max} \leq 45$  dB(A) and 40 dB(A) for the first and second stages, respectively.

### 1. 서 론

공동주택은 가용 국토면적의 협소로 인한 토지의 효율적 이용과 부족한 주택을 단기간에 보급할 수 있다는 주택공급의 용이성, 생활의 편이성, 재산증식 수단 등 여러 가지 이유로 1980년 이후 급속하게 증가하여 2019년에는 우리나라에 보급된 총 주택수 중 아파트가 차지하는 비율이 약 62%(연립과 다세대를 포함할 경우 약 77%)를 차지하고 있다<sup>(1)</sup>. 이와 같이 공동주택은 도시나 농촌에 관계없이 하나의 주택유형으

로서 자리를 차지하고 있으나 공동주택이 지니고 있는 특성, 즉, 다수의 세대가 하나의 벽체와 바닥을 사이에 두고 생활하는 거주형태로 인해 이웃 간에 불화가 발생하고 있으며, 그 중에서 대표적인 것이 소음으로 인한 것이다.

이들 소음 중에서도 바닥충격음과 관련되는 아이들 뛰는 소리나 보행음에 대한 거주자의 불만이 가장 높은 것으로 조사되고 있고, 그 다음으로 바닥충격음과 같이 고체음의 일종인 화장실 급·배수소음이 불만 소음원으로 조사되고 있다<sup>(2-4)</sup>.

그러나 바닥충격음 다음으로 거주자의 불만이 높은

† Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology, Research Fellow  
E-mail : kwmj@kict.re.kr

\* Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology, Senior Researcher

‡ Recommended by Editor Deuk Sung Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

것으로 알려진 화장실소음에 대한 기준은 공동주택 내 발생 소음 중 가장 낮은 2017년 1월에 제정되었으며<sup>(5)</sup>, 이미 대부분의 공동주택에서 채용되고 있는 감압밸브나 저소음형 배관을 사용하도록 규정하고 있을 뿐 실질적인 성능개선에는 다소 한계가 있을 것으로 판단된다. 그리고 신청에 의해 성능인정을 해주는 녹색건축인증제도에서의 화장실 급배수 소음기준은 해당 공동주택에 적용하고자 채택한 급배수 소음 저감공법별 부여된 점수를 합산하여 평가하는 방식을 사용하고 있다. 화장실 소음을 저감하기 위한 다양한 기술공법이 있음에도 불구하고<sup>(6,7)</sup>, 대부분 채택하는 저감공법이 소음저감 측면에서 검토되는 것이 아니라 적용 용이성이나 가격, 시공관례 등으로 결정되어 실질적인 성능 개선에 한계를 보이고 있는 것으로 판단된다.

따라서 이 연구에서는 공동주택 화장실 급배수 소음과 관련된 현행 기준을 분석하고, 현장측정과 주관적 반응 평가를 수행하여 공동주택 거주자가 좀 더 정돈한 환경에서 생활할 수 있는 제도적인 개선방안을 제시하는데 목적이 있다.

## 2. 화장실 급배수소음 기준 및 성능현황

### 2.1 급배수소음 기준 현황 및 개선점 고찰

#### (1) 급배수 소음 기준 현황

공동주택에 대한 화장실 급배수소음 기준은 규정 법령에 따라 2개로 나눌 수 있다. 그 중 하나는 「주택법」 제14조에 따라 사업계획 승인 대상인 공동주택이 반드시 지켜야 하는 기준이며, 다른 하나는 「녹색건축물 조성 지원법」 제16조 제4항에 따라 규정된 녹색건축인증기준으로서 인증 신청한 공동주택을 대상으로 평가할 때 사용하는 기준이다.

이와 같이 2개의 기준이 있으나 내용은 녹색건축인증기준이나 의무기준이 크게 다르지 않다. 다만 인정기준이 의무기준보다 소음발생 원별로 평가항목이 세분화되어 있다는 것이다. 다음 내용은 의무기준과 인정기준을 각각 나타낸 것이다.

#### • 의무기준

「주택건설기준 등에 관한 규정」 제43조(급·배수 시설) ② 주택의 화장실에 설치하는 급수·배수용 배관은 다음 각 호의 기준에 적합하여야 한다.

1. 급수용 배관에는 감압밸브 등 수압을 조절하는

장치를 설치하여 각 세대별 수압이 일정하게 유지되도록 할 것

2. 배수용 배관을 층하배관공법(배관을 바닥 슬래브 아래에 설치하여 아래층 세대 천장으로 노출시키는 공법을 말한다)으로 설치하는 경우에는 일반용 경질염화비닐관을 설치하는 경우보다 같은 측정조건에서 5 dB 이상 소음 차단성능이 있는 저소음형 배관을 사용할 것

#### • 임의기준

「녹색건축인증기준 운영세칙」 제8조(인증심사 세부기준) [별표 1] 신축 주거용 건축물 인증심사 세부기준(제8조 관련) “7.9 화장실 급배수소음”

녹색건축인증기준에서 화장실 급배수소음 등급은 Table 1에 있는 급배수소음 저감공법 중에서 인증신청 공동주택에 적용하고자 하는 저감공법 각각에 부여된 점수를 합산하여 Table 2에 따라 산출한다. 그리고 일부 공법이나 설비에 대해 소음저감 효과를 동일한 장소와 동일한 측정조건에서 비교시험을 하도록 규정한 이유는 관련 시험방법이 KS 규격 등에 마련되어 있지 않기 때문에 불가피하게 설정한 방법이다.

#### (2) 현행 화장실 소음기준의 한계 및 개선점

앞에서 설명한 바와 같이 우리나라 공동주택의 화장실과 관련된 소음기준은 주택법의 적용을 받는 주택이라면 반드시 지켜야 하는 법적 기준(의무기준)과 신청자에 한해 성능인정을 해주는 녹색건축인증기준(임의기준)으로 구성되어 있다.

이 법적 기준과 인증기준 모두 거주자의 요구성을 고려하여 설정한 것이 아니고 화장실 소음을 줄일 수 있는 공법이나 설비, 자재 등 시방기준 개념으로 구성되어 있다. 그나마 녹색건축인증기준에서 규정하고 있는 화장실 소음기준은 소음발생원의 소음을 줄일 수 있는 공법 등이 대부분 모두 포함되어 있으나 법적 기준에서는 그 중에서도 급수소음(감압밸브)과 배수관 소음(저소음 배수관)에 대해서만 규정하고 있지만 엄밀히 따지면 이들 기준내용 중 소음저감 측면에서 감압밸브 설치 규정은 급수소음레벨과 직접 관련된 급수압력 수치가 구체적으로 설정되어 있지 않기 때문에 소음관련 규정이 아니라고 할 수 있다.

그리고 화장실 소음과 관련된 유일한 규정이라고 판단되는 저소음형 배수관 또한 이미 대부분의 아과

**Table 1** Scoring scheme related to water supply and drainage noise in restroom

| Application of restroom noise reduction methods and installations  | Scores   |   |
|--|--|---|
| Maintain the water supply pressure for each household below 0.245 MPa  | 2  |   |
| Install low-noise toilet <sup>1)</sup>   | 2  |   |
| Install wall-mounted toilet <sup>2)</sup>  | 3  |   |
| Apply 1 or 2 among vibration insulations on piping penetration of wall and floor, drain fixture of lower floor, and bathtub bottom, and insulation on the toilet bottom    | 1  |   |
| Apply 3 or more among vibration insulations on piping penetration of wall and floor, drain fixture of lower floor, and bathtub bottom, and insulation on the toilet bottom | 2  |   |
| Difference of noise level between the low-noise drain pipe (including drainage method <sup>3)</sup> and the common rigid PVC pipe(VG2 of KS M 3404)                        | 5 dB(A) ~ 10 dB(A)                                 | 1 |
|  | 10 dB(A) ~ 15 dB(A)                                | 2 |
|  | 15 dB(A) ~ 20 dB(A)                                | 3 |
|  | 20 dB(A) and above                                 | 4 |
| Apply on-slab plumbing for waste and drain pipes   | 5  |   |
| Establish countermeasure against noise transfer between upper and lower floors through exhaust AD (air duct)   | Install independent air supply and exhaust pipes   | 3 |
|  | Install noise-proof exhaust air duct <sup>4)</sup> | 2 |

Note

- 1) Low-noise toilet refers to a toilet with a Lmax of 3 dB(A) and above, which is measured during drainage (excluding water supply sound) in comparison with the siphon (or siphon-jet) toilet in the same place (apartment restroom or any equivalent restroom for testing house) and under same measurement conditions (i.e., same drain pipes and ceiling finish on the lower floor). The measurement of noise level is performed on the floor where the toilets are installed.
- 2) Wall-mounted toilet refers to a case where the drain pipe of the toilet is directly connected to a pipe duct through the wall.
- 3) Low-noise drain pipe includes a method of installing a device or a component (including materials) designed for noise-reduction inside the pipe. The performance is determined based on a difference of Lmax between a target drain pipe (including the installation method) and the common rigid PVC pipe (VG2 of KS M 3404) in the same place (apartment restroom or any equivalent restroom for testing house) and under same measurement conditions (i.e., same drain pipes and ceiling finish on the lower floor).
- 4) Noise-proof exhaust air duct is an exhaust air duct showing a noise-proof performance difference of at least 5 dB(A) compared to the common exhaust air ducts under the same measuring condition.

트 시공현장에서 사용하고 있기 때문에 성능 개선 효과는 그다지 크지는 않을 것으로 판단된다. 그나마 다 행인 것은 그동안 법적 기준에서 빠져 있던 화장실 소음이 제도화됨으로써 설계자나 시공자가 관심을 갖게 되는 계기가 되었고, 관련 기준이 전혀 없을 때보다는 기준 개정의 시점이 다소 빨라질 수 있다는 점이다.

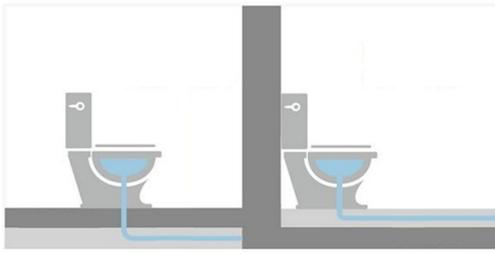
녹색건축인증기준에 규정되어 있는 화장실 소음기준은 법적 기준과는 달리 화장실에서 발생하는 소음의 원인별로 저감공법 등이 적용될 수 있도록 기준이 다양하게 구성되어 있어 많은 공법이 적용될 경우 법적 기준에 따라 적용한 공법의 저감효과보다 성능개선 효과는 더 높을 것으로 추정되나 현실적으로는 선택하는 공법의 종류가 제한되어 있고, 공법의 조합별 적용효과 확인이 어렵다는 한계가 있다. 그리고 거주

**Table 2** Weight factor according to total score

| Level | Total score of methods and installations for reducing water supply and drainage noise in restroom | Weight factor |
|-------|---|---------------|
| 1     | 10 and above  | 1.0           |
| 2     | 8 ~ 9   | 0.8           |
| 3     | 6 ~ 7   | 0.6           |
| 4     | 4 ~ 5   | 0.4           |

자의 체감과 관계없이 평가의 용이성에 초점이 맞춰진 기준이라는 한계가 있다.

따라서 법적 기준이나 녹색건축인증기준 모두 아



(a) Under-slab plumbing system (b) On-slab plumbing system

Fig. 1 Types of restroom drainage system

파트 현장에서 실질적인 저감효과를 얻기 위해서는 현재 규정되어 있는 시방기준보다는 성능기준으로 개정할 필요가 있다고 판단된다.

이를 통해 적극적인 연구개발을 유도하는 등 능동적인 대응을 이끌어냄으로써 궁극적으로는 거주공간의 정온성을 높이는 데 도움이 될 것으로 판단된다.

2.2 화장실 소음 성능현황

우리나라 공동주택의 화장실 소음 현황을 파악하기 위해 기존 공동주택 화장실의 대표적인 적용공법인 층하배관공법(화장실 배수관이 직하 층 화장실의 천장속에 설치된 공법)의 화장실 30세대와 소음저감을 위해 새롭게 적용되고 있는 층상배관공법(화장실 배수관이 슬래브 상부에 설치된 공법)의 화장실 30세대 등 총 60세대 아파트에서 측정을 실시하였으며, 측정세대 평형은 다양하게 구성하였다.

그리고 측정대상 위생설비는 양변기, 세면대, 욕조 등 화장실에 설치된 기기에 대해 급수음과 배수음을 각각 측정하였으나 이 논문에서는 소음도가 가장 높은 것으로 나타난 양변기 배수소음을 중심으로 성능현황을 분석하고자 한다.

측정은 위층 화장실 위생기구에서 배수소음을 발생시키고, 바로 아래층 화장실에서 측정을 실시하였으며, 마이크로폰은 실의 중앙점을 포함하여 1점 이상, 높이는 바닥으로부터 1.2 m ~ 1.5 m 범위로 하였다.

양변기 배수소음의 측정은 급수전을 막은 후 물탱크의 물이 배수되는 시점부터 완전히 배수될 때까지의 시간동안 실시하였으며, 측정량은 등가소음레벨( $L_{eq}$ )과 최대소음레벨( $L_{max}$ )로 하였다.

Table 3은 양변기 배수시 소음도 측정결과를 배관 설치 공법과 소음도 측정량에 따라 구분하여 나타낸 것이다. 표에서도 알 수 있듯이 우리나라 공동주택

Table 3 Drainage noise measurements results

| Classification             |         | Equivalent noise level (dB(A)) | Maximum noise level (dB(A)) |
|----------------------------|---------|--------------------------------|-----------------------------|
| Under-slab plumbing system | Minimum | 31.4                           | 36.2                        |
|                            | Maximum | 45.1                           | 60.0                        |
|                            | Average | 38.8                           | 47.9                        |
| On-slab plumbing system    | Minimum | 25.7                           | 34.3                        |
|                            | Maximum | 36.0                           | 51.3                        |
|                            | Average | 31.3                           | 43.7                        |

화장실 소음을 대표하는 양변기 배수소음에 대한 등가소음레벨( $L_{eq}$ )은 25.7 dB(A) ~ 45.1 dB(A), 최대소음레벨( $L_{max}$ )은 34.3 dB(A) ~ 60.0 dB(A)로 나타나고 있으며, 설치된 배수관 설치공법별 최대소음레벨의 평균값은 층하배관이 47.9 dB(A), 층상배관이 43.7 dB(A)으로 나타나 층상배관이 4.2 dB(A) 가량 소음 저감측면에서 다소 양호한 것으로 나타났다. 그리고 등가소음레벨과 최대소음레벨 등 측정량의 차이에 따라서는 10 dB(A) 내외로 최대소음레벨이 크게 측정되었다<sup>(8)</sup>.

3. 화장실 소음의 주관적 평가

3.1 주관적 평가 개요

대상소음은 화장실 양변기 배수소음으로 하였다. ICIBEN(International Commission of the Biological Effects of Noise)에서는 설문척도로 11점 수치척도를 제시하고 있으나<sup>(9)</sup>, 본 실험 전에 10명 이내의 피시험자를 대상으로 예비 실험해본 결과, 11점 척도가 응답하기 어렵다는 의견에 따라 7점으로 수정하여 실험하였다. 성가심이 ‘엄청나게’ 느껴질수록 7에 가깝게, ‘전혀’ 느껴지지 않는 경우 1에 가깝게 응답하도록 하였다.

또한 피시험자가 느끼는 어노이언스가 어느정도인지 이해하기 위해 어휘척도를 활용하여 실험하였으며, 전혀(not at all), 조금(slightly), 다소(moderately), 매우(very), 엄청나게(extremely)와 같이 5개 어휘척도로 성가심 정도를 설문하였다.

음원은 위층에서 배수하였을 때 아래층에서 들리는 양변기소음을 녹음하였으며, 최대소음레벨을 기준으로 31 dB(A) ~ 49 dB(A) 소음을 3 dB(A) 간격으로 제시하였다. 그리고 피실험자는 정상청력을 가진



**Fig. 2** Laboratory assessment environment

20세 ~ 60세의 남성 30명, 여성 27명, 총 성인 57명을 대상으로 하였다.

그리고 Fig. 2와 같은 공동주택 화장실을 모사한 청감실험실을 조성하였으며, 화장실 음원은 천장에 설치된 스피커를 통해 재생하였다. 그리고 2명씩 청감실험실에 들어가 설문지에 소음에 대한 성가심 정도를 평가하도록 하였다.

재생된 소음은 피실험자가 자기 화장실에서 용무를 보는 동안 위층 화장실에서 양변기 배수소음이 발생하는 상황이라고 설명한 후 응답하도록 하였다.

**3.2 화장실 소음 주관적 평가 결과**

(1) 7점 수치척도에 따른 성가심 반응

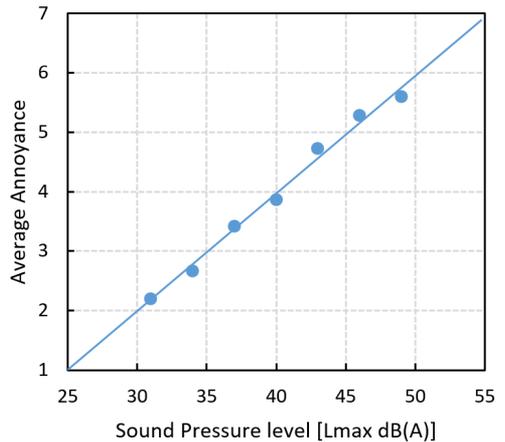
화장실 양변기소음 발생시 최대소음레벨에 따른 7점 수치척도 성가심 조사결과는 Table 4와 Fig. 3과 같다. 그리고 화장실 양변기 최대소음레벨에 따른 %HA (percentage of highly annoyed)와 %A (percentage of annoyed)를 산출하였으며<sup>(10)</sup>, 그 결과를 Fig. 4에 나타냈다.

%HA는 심각한 성가심을 보이는 비율로 선택지 중 성가심이 높은 상위 27% ~ 28%에 해당하는 선택지를 선택한 비율로 7점 척도에서는 6, 7을 선택한 비율이며, %A는 성가심을 보이는 비율로 선택지 중 성가심이 높은 상위 50%에 해당하는 선택지를 선택한 비율로 7점 척도에서는 4, 5, 6, 7을 선택한 비율이다.

화장실 소음 발생현황 파악을 위해 60세대 대상 측정결과, 양변기 배수소음 최대소음레벨은 45.8 dB(A)으로

**Table 4** Annoyance rating according to maximum noise level

| Maximum noise level (dB(A)) | Response |         |         |                    |
|-----------------------------|----------|---------|---------|--------------------|
|                             | Average  | Minimum | Maximum | Standard deviation |
| 31                          | 2.2      | 1       | 6       | 1.2                |
| 34                          | 2.7      | 1       | 6       | 1.2                |
| 37                          | 3.4      | 1       | 7       | 1.4                |
| 40                          | 3.9      | 1       | 7       | 1.4                |
| 43                          | 4.7      | 1       | 7       | 1.5                |
| 46                          | 5.3      | 2       | 7       | 1.4                |
| 49                          | 5.6      | 2       | 7       | 1.4                |

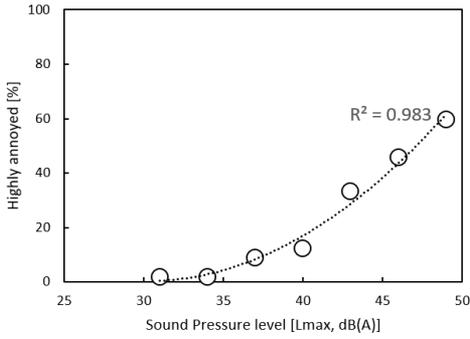


**Fig. 3** Mean annoyance ratings to maximum noise level

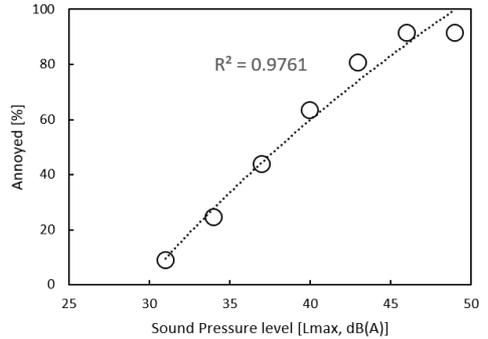
나타났다. 최대소음레벨이 46 dB일 때, 7점 척도 평가시 평균값은 5.3, 최소값은 2, 최대값은 7의 결과를 보였다. 또한 최대소음레벨이 46 dB(A)일 때 심각한 성가심 비율(%HA)은 45.6%, 성가심 비율(%A)은 91.2%로 조사되었다.

(2) 5점 어휘척도에 따른 성가심 반응

화장실 양변기배수소음 발생시 최대소음레벨에 따른 5점 어휘척도 조사결과는 Fig. 5와 같다. 양변기 배수소음의 최대소음레벨이 46 dB(A)일 때, ‘조금’ 성가시다고 응답한 비율은 4%, ‘다소’ 28%, ‘매우’ 37%, ‘엄청나게’ 32%로 나타났으며, ‘매우’, ‘엄청나게’를 선택한 비율이 69%로 분석되었다. 양변기소음 평균 최대소음레벨이 45.8 dB(A)임을 고려하였을 때 양변기 소음에 대한 성가심 정도가 높은 것으로



(a) Percentage of highly annoyance(%HA)



(b) Percentage of annoyance(%A)

Fig. 4 Annoyance response according to maximum noise level

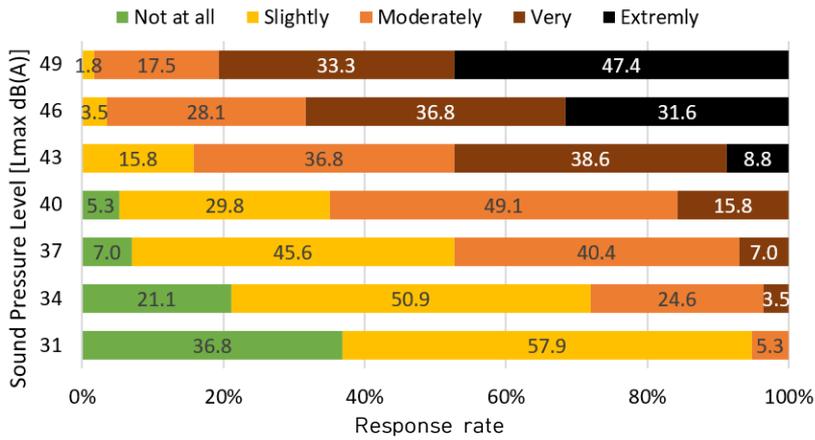


Fig. 5 Annoyance response according to maximum noise level

나타나 양변기 소음 저감을 위한 기술개발이 필요한 것으로 판단된다.

(3) 평가 척도에 따른 성가심 반응 분석

5점 어휘 척도 및 7점 수치척도로 평가하였을 때, 최대 소음레벨별 성가심 평균을 산출한 결과가 Fig. 6 이다. 두 평가척도 간의 성가심 평균값 상관분석을 실시한 결과, 큰 상관관계를 보였으며( $R^2=0.989$ ),  $p=0.062$ 로 나타나 두 평가척도 간 통계적으로 유의한 차이는 없는 것으로 나타났다.

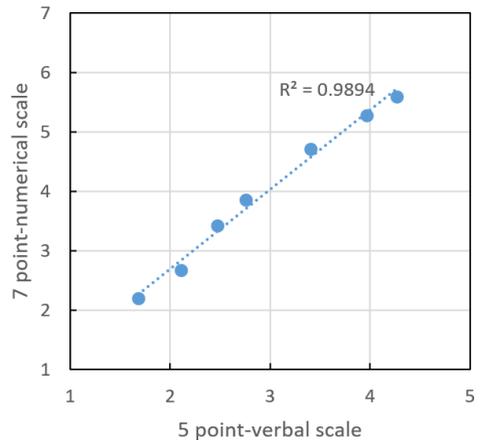


Fig. 6 Annoyance response according to rating scale

4. 주관적 반응을 고려한 화장실 소음기준 개선방안 고찰

4.1 화장실 소음기준 개선방안

앞에서 설명한 화장실 소음에 대한 청감실험결과를

바탕으로 이 절에서는 기준을 시방기준이 아닌 성능 기준으로 설정할 때 어느 정도가 적절한지를 검토하였다.

Fig. 4(b)에 나타난 것처럼 소음레벨이 증가함에 따라 성가심을 나타내는 비율(7점 척도 중에서 4점 이상을 선택한 피험자의 비율) 증가하며, 피시험자의 50%가 불쾌하다고 느끼는 최대소음레벨은 약 38 dB(A)이고, 최대소음레벨이 40 dB(A)일 때 피시험자 중 약 60%가 성가심을 나타내는 것으로 분석되고 있다. 또한 WHO에서는 건강을 보호하기 위한 환경소음 수준으로 심각한 성가심 비율(%HA)을 10%미만으로 정하고 있다<sup>(11)</sup>. 이 실험에서 10%에 해당하는 최대소음레벨은 40 dB(A)으로 나타났다.

그러나 앞의 2절에서 설명한 바와 같이 화장실 배수시 발생하는 최대소음레벨의 평균치는 층하배관은 43.4 dB(A) ~ 47.9 dB(A), 층상배관은 39.4 dB(A) ~ 43.7 dB(A)로 대부분 40 dB(A)를 초과하고 있다. 따라서 청감실험 결과를 바탕으로 40 dB(A)를 성능기준으로 설정할 경우에는 현재 대부분 층하배관공법이 적용되고 있는 우리나라 공동주택의 50% 이상은 제안기준(안)을 만족하지 못할 수도 있을 것으로 판단된다.

따라서 기준 시행시기를 2단계로 나누어 1단계는 청감실험 결과와 현재의 공동주택 화장실 소음도 현황을 감안하여 대략 50% 이상의 공동주택에서 만족할 수 있는 45 dB(A)을 화장실 소음기준(안)으로 우선 시행하고, 2단계는 성능기준을 40 dB(A)로 강화하는 시점을 1단계 시행시 사전 고지하여 업계가 기술개발 등 대응할 수 있는 시간을 부여한 후 시행하는 것이 현실적인 방법으로 판단된다.

## 4.2 화장실 소음기준 세부항목 고찰

### (1) 성능기준에의 적합성 판단시기

공동주택에서 발생하는 대부분의 소음들은 설계단계부터 저감방법을 고려하지 않으면 건물이 완공된 후에 대책을 수립한다는 것은 대단히 어려운 일이다. 이런 특성 때문에 바닥충격음이나 건식벽체의 차음 성능은 사전 성능인정제도를 이용하여 성능을 확인한 후 인정받은 구조나 공법에 대해서만 아파트 현장에 적용할 수 있도록 하고 있으며, 교통소음에 대한 실내의 소음의 경우에는 예측의 정확도가 높은 상용소음예측프로그램을 이용하여 예측한 결과보고서로 사업계획승인이 진행된다. 그리고 준공시에는 현장에서 측정된 측정결과보고서로 준공검사를 실시하고 있다.

그러나 바닥충격음이나 세대간 경계벽의 차음 성능에 대해 인정받은 성능이 나오지 않는다는 문제제기로 성능차이 발생 원인에 대한 규명 등 불확실성이 남아있음에도 완공 후 성능평가를 실시하는 것을 권장기준으로 도입을 계획하고 있다<sup>(12)</sup>. 이런 상황에 비추어 볼 때 화장실 소음 또한 성능기준으로 개정될 경우 완공 후 측정을 통한 기준에의 적합성을 판단하는 것으로 제도화 될 가능성이 있고, 또한 성능기준을 충족하기 위한 설계자나 시공자의 관심을 유도하기 위해서라도 현장 측정평가 방법이 검토되어야 할 것으로 판단된다. 다만 불가피하게 발생할 수 있는 성능차이를 해소할 수 있는 방안이 마련되어야 하고, 사업계획승인단계에서는 화장실 소음과 관련되는 설계도서나 시방서를 제출하도록 하는 것이 선행되어야 할 것으로 판단된다.

### (2) 현장 측정방법 등 검토 대상

#### ① 시험기관 선정방안

공동주택이 완공된 후에 측정을 통한 평가가 이루어지기 위해서는 자격이 있는 소음관련 전문시험기관이 필요하며, 측정대상 물량에 따라 필요한 시험기관 수는 달라질 것이다.

시험기관을 정하는 방법으로는 두 가지로 정리할 수 있다. 하나는 관련 규정에 인력과 측정장비 등 필요한 자격요건을 정하고, 그 요건에 적합한 시험기관을 독립적으로 지정하는 방식이고, 다른 하나는 기존의 시험기관 지정제도(KOLAS, 품질시험전문기관 등)를 활용하는 방식이다. 이들 방법 중 후자의 국가기술표준원의 KOLAS에서 음향·진동시험분야로 지정한 기관을 활용하는 것이 측정결과의 신뢰성이나 시험기관의 관리 지속성을 감안할 때 가장 유리할 것으로 판단된다. 현재는 급배수소음에 대한 규격으로 시험할 수 있는 인정유지 수요가 없지만 성능기준으로 법제화 된다면, 확대될 것으로 판단된다.

#### ② 시험대상 세대수 및 측정대상 세대 선정방안

공동주택 단지별로 건설되는 세대수나 평형들이 각기 다르므로 측정대상 세대수와 측정 세대를 정하는 방법이 마련되어야 한다. 측정대상 세대수는 시험비용이나 시험기간, 측정결과의 대표성 등을 고려하여 정하면 될 것으로 판단되나 측정 세대를 시험자 임의로 정하도록 하면 왜곡된 결과가 나올 수 있으며

로 이를 해소할 수 있는 방안이 사전에 검토되어야 할 것으로 판단된다.

### ③ 측정량, 측정위치 등 측정방법

화장실 소음은 내부에 설치된 설비유닛의 사용으로 인해 급배수시간 동안에만 발생하게 되며, 간헐적으로 발생하는 소음이다. 간헐소음은 일정시간 동안의 평균치인 등가소음레벨( $L_{eq}$ )보다는 소음발생으로 인한 최대소음의 영향이 더 크다 할 수 있으며, 국제적으로 설비소음에 대한 등급기준에서도 최대소음레벨( $L_{max}$ )을 성능지표로 사용하고 있으므로 측정은 설비유닛의 사용으로 인한 소음발생 시간 동안의 최대소음레벨을 측정량으로 하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

그리고 화장실 소음의 크기는 위생설비 기기류의 사용조건이나 운전조건에 따라 달라지므로 KS 규격 등을 참조하여 그 조건들을 통일할 필요가 있다. 그리고 측정위치는 음원실로 선정된 화장실의 직하층 화장실로 하고, 마이크로폰의 위치는 벽면, 천장, 바닥 등으로부터 확보해야 할 이격거리와 마이크로폰 간의 이격거리 등을 고려하여 중앙부 1점 이상에서 측정할 필요가 있다. 측정위치를 직하층 화장실로 제안한 것은 근본적인 소음원 대책을 수립하도록 유도하기 위한 것이며, 만일 침실이나 거실에서 측정할 경우로 성능기준을 설정할 경우에는 화장실 문의 차음성능에 영향을 받을 수도 있기 때문이다. 그럼에도 불구하고 실제 거주자에 미치는 영향을 고려하여, 방, 거실과 같은 공간에 전달되는 소음레벨은 상이하므로<sup>(13)</sup> 향후 이를 검토해볼 필요는 있다.

### (3) 성능기준에의 적합성 판단방법 등

측정을 통하여 성능기준 만족여부를 판단하면 가장 정확하고, 측정방법만 정확하다면 이견이 있을 수 없을 것이다. 그러나 건물에서의 음성능은 현재의 과학적으로 알려진 범위에서는 회절, 공명, 공진 등 파동으로서의 특이한 현상으로 인해 음향전달형태의 변화를 정확히 파악하는 것이 곤란하고, 또한 예측하기 어려운 시공상의 여러 오차가 존재하는 등 불확실성이 높은 성능항목이다. 화장실소음 또한 동일한 설계도와 동일한 자재로 지어졌다 하더라도 세대별로 성능의 차이가 존재하는 것이 일반적인 현상이라고 생각된다.

따라서 이러한 현상을 감안하여 결과를 판단할 수

있는 방안이 명확히 제시될 수 있으면 좋겠으나 어느 누구도 답을 제시할 수는 없을 것이다. 따라서 그동안의 측정결과 등에 대한 통계적 분석을 통해 허용할 수 있는 범위를 정하는 방법도 검토가 필요하다 생각된다. 또한 ISO/DTS 19488에서도 설비소음 기준을 정하고 있어 이러한 국제 규격을 모니터링할 필요가 있다<sup>(14)</sup>. 그러나 우선되어야 할 것은 건설사나 설계자가 기준을 준수하기 위한 기술개발 등의 노력이 필요하다고 판단된다.

## 5. 결 론

바닥충격음 다음으로 거주자의 불만이 높은 것으로 알려진 화장실소음에 대해 현행 기준을 분석하고, 현장측정을 통한 성능현황을 파악하여 공동주택 거주자가 좀 더 정온한 환경에서 생활할 수 있는 제도적인 개선방안을 제시하고자 하였다. 다음은 그 결과를 정리한 것이다.

(1) 화장실 소음에 대한 법적 기준이나 녹색건축인 증기준 모두 저감공법으로 규정된 현행 기준은 선택하는 공법의 종류가 제한되어 있고, 공법의 조합별 적용효과 확인이 어려우며, 거주자의 체감과 관계없이 평가나 적용의 용이성에 초점이 맞춰진 기준이므로 실질적인 저감효과를 얻기 위해서는 시방기준보다는 성능기준으로 개정할 필요가 있다.

(2) 우리나라 공동주택 화장실 소음을 대표하는 양변기 배수소음에 대한 등가소음레벨( $L_{eq}$ )은 25.7 dB(A) ~ 45.1 dB(A), 최대소음레벨( $L_{max}$ )는 34.3 dB(A) ~ 60.0 dB(A)로 나타나고 있으며, 설치된 배수관 설치공법별 최대소음레벨의 평균값은 층하배관이 47.9 dB(A), 층상배관이 43.7 dB(A)으로 나타나 층상배관이 4.2 dB(A) 가량 소음저감 측면에서 다소 양호한 것으로 나타났다.

(3) 60세대 측정결과, 양변기 배수소음 최대소음레벨은 45.8 dB(A)으로 나타났으며, 최대소음레벨이 46 dB일 때, 7점 척도 평가시 평균값은 5.3, 심각한 성가심 비율(%HA)은 45.6%, 성가심 비율(%A)은 91.2%로 나타났다. 또한 심각한 성가심 비율(%HA)이 10%일 때 최대소음레벨( $L_{max}$ )은 약 40 dB(A)으로, 화장실 소음에 대한 성능기준으로 적절한 것으로 분석되었다.

(4) 청감실험 결과와 화장실소음 현황 측정 결과들

고려하여 1단계에서는 직하층 화장실에서의 최대소음레벨( $L_{max}$ )이 45 dB(A)이하, 2단계에서는 최대소음레벨( $L_{max}$ ) 40 dB(A) 이하로 강화하는 방안이 적절할 것으로 판단된다.

(5) 화장실 소음기준을 성능기준으로 개정할 때에는 성능기준에의 적합성 판단시점, 시험기관 지정방법 및 자격, 시험대상 세대수 및 측정대상 선정방안, 측정량 및 측정위치 등 구체적인 측정방법, 성능기준의 적합성 판단방법 등이 구체적으로 검토되어야 할 것으로 판단된다.

## References

- (1) Statistics Korea, 2019, Results of the 2019 Population and Housing Census.
- (2) Song, G. G., Yang, B. N., Park, H. K. and Kim, S. W., 2011, Variations of Subjective Response to Environmental Noise, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 181~186.
- (3) Lee, N. S., Song, M. J., Kang, M. W. and Oh, Y. K., 2015, A Study on the Degree of Satisfaction on the Facility Noise of Apartment Houses, Journal of Korean Institute of Architectural Sustainable Environment and Building Systems, Vol. 9, No. 1, pp. 58~65.
- (4) Cha, S. G. and Ko, C. W., 2013, An Analysis on the Subjective Response of Floor Noise at Apartment Houses in DAEGU Province, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 549~552.
- (5) Yang, H. J. and Kim, S. A., 2017, A Study on the Analysis of the Technology and Flexible Availability of the Same Floor Drainage Toilet System for Long-life Housings, Journal of the Korean Housing Association, Vol. 28, No. 4, pp. 1~9.
- (6) Jeong, J. Y., Lee, S. H. and Jeong, G. C., 2003, Rating of Noise Emission by Plumbing system in Bathroom, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 923~927.
- (7) Baek, E. S., 2007, An Experimental Study on the Noise Reduction for Toilet Stool Plumbings in Apartment Bathroom, Journal of the Korea Institute of Ecological Architecture and Environment, Vol. 7, No. 2, pp. 57~62.
- (8) Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology, 2018, A Study on Noise Reduction Solution for Adjacent Households in Apartment Houses.
- (9) Fields, J. M., De Jong, R. G., Gjestland, T., Flindell, I. H., Job, R. F. S., Kurra, S., Lercher, P., Vallet, M., Yano, T., Guski, R., Research Team at Ruhr University and Felscher-Suhr, U. and Schumer, R., 2001, Standardized General-purpose Noise Reaction Questions for Community Noise Surveys: Research and a Recommendation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 242, No. 4, pp. 641~679.
- (10) Miedema, H. M. and Oudshoorn, C. G., 2001, Annoyance from Transportation Noise: Relationships with Exposure Metrics DNL and DENL and Their Confidence Intervals, Environmental Health Perspectives, Vol. 109, No. 4, pp. 409~416.
- (11) World Health Organization, 2018, Environmental Noise Guidelines for the European Region, World Health Organization.
- (12) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2020, Reduce Noise between Apartment Floors by Checking Performance after Construction, [http://www.molit.go.kr/USR/NEWS/m\\_71/dtl.jsp?lcmspage=1&id=95083992](http://www.molit.go.kr/USR/NEWS/m_71/dtl.jsp?lcmspage=1&id=95083992).
- (13) Cho, H. M., Yang, H. S. and Kim, M. J., 2017, An Experimental Study on Sound Attenuation Characteristics of Plumbing Noise in the Apartment Bathroom to Neighbouring Space according to Unit Plan, Journal of Korean Institute of Architectural Sustainable Environment and Building Systems, Vol. 3, No. 11, pp. 219~229.
- (14) Rasmussen, B. and Machimbarrena, M., 2019, Developing an International Acoustic Classification Scheme for Dwellings – From Chaos & Challenges to Compromises & Consensus, Proceedings of Inter-Noise 2019.



**Kwan-Seop Yang** obtained his Ph.D. from the Department of Architectural Engineering at Jeonbuk National University. Now he is a senior research fellow at the Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology. His interests are re-

search on noise reduction, noise-related policies and criteria at buildings.



**Hye-Kyung Shin** is Research Specialist at KICT(Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology). She received the M.S. degree in Dept. of architectural engineering from University of Seoul in 2015. Her

research interests are architectural acoustic and environmental noise.



**Kyoung-Woo Kim** received Ph.D. in architecture engineering from Hanyang university in 2009. He is working at KICT(Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology) as a Research Fellow.

His research interests are floor impact sound, vibration, insulation and absorption in architecture environment.

# 음성인식 및 머신러닝 기술을 적용한 모터 소음 진단법에 대한 연구

## A Study on A Motor Noise Diagnosis Method Using Voice Recognition and Machine Learning Techniques

김 현 식\* · 정 재 호\*\* · 백 운 경†

Hyun Sik Kim\*, Jae Ho Chung\*\* and Woon Kyung Baek†

(Received October 13, 2020 ; Revised December 21, 2020 ; Accepted January 4, 2021)

**Key Words :** Noise Diagnosis(소음 진단), MFCC(멜 주파수 캡스트럼 계수), Machine Learning(머신러닝), Support Vector Machine(서포트 벡터 머신), Spectral Noise Gate(스펙트럼 노이즈 게이트)

### ABSTRACT

Motor noise is one of the important quality factors for motor performance. Generally, in a motor production line, motor noise is inspected by a skilled worker. Because motor noise can be caused by a variety of sources or combinations thereof, it is difficult to isolate each specific noise source. An objective/automatic noise-source detection method would be helpful for motor manufacturers. This study introduces a noise-diagnosis method using a sound recognition technique and machine learning methods. First, the raw noise data are filtered through a spectral noise-gate algorithm to reduce the background noise. Then, mel-frequency cepstral coefficient features, which are widely used in the speech-recognition technique, are extracted from the noise data. Finally, a noise-classification model is developed using a support vector machine technique for motor data whose noise sources are known. This model can be used to identify malfunctioning motor noises and their sources. Finally, this method was validated by comparing its results with those of frequency analysis from the motor production line.

### 1. 서 론

모터의 소음은 중요한 품질관리 요소 중 하나이며 생산라인에는 관련 숙련공이 조립된 모터의 구동 소음을 검사하는 공정이 포함되어 있다. 모터의 소음은 여러 소음원에 의해 복합적으로 발생하며, 기존의 소음

검사 공정은 검사자의 경험, 피로도, 집중력 등의 주관적 요인이 개입될 수 있다. 따라서 모터 소음검사 공정의 정확도와 신뢰성을 확보하기 위해 객관적이고 자동화된 불량 검출 및 소음원 진단 방법의 도입이 필요하다.

인공지능의 한 분야인 머신러닝은 데이터를 기반으로 패턴을 찾아내어 새로운 데이터를 학습된 범위

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Design Engineering, Pukyong National University, Professor  
E-mail : baekwk@pknu.ac.kr

\* Member, Department of Mechanical Design Engineering, Graduate School, Pukyong National University, Student

\*\* S&T Motiv Co. Ltd, Researcher

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

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

내에서 예측 및 처리하는 기법으로, 사람의 반복적인 개입을 최소화하고 객관적인 의사 결정 자료를 획득할 수 있는 장점이 있다. 특히, 최근에는 이를 실제 산업 현장에 적용하기 위하여 기계 및 전기 시스템을 구동했을 때 발생하는 진동 및 소음 신호나 충격을 가했을 때 발생하는 신호를 사용하여 고장 진단 및 불량 검출 등을 수행하는 연구가 진행되고 있다<sup>(1-3)</sup>.

MFCC(mel-frequency cepstrum coefficients)는 사람의 청각이 음향을 인식하는 과정에 착안하여 음향의 특징 추출을 위해 사용하는 방법으로 음성인식 분야에서 많이 활용되고 있다. 최근에는 음성인식 분야뿐만 아니라 생체 신호 처리, 전기부하 신호판별 등의 분야에서도 이를 적용하는 연구들이 등장하고 있다<sup>(4-6)</sup>.

이 논문에서는 소음 데이터를 기반으로 MFCC 특징 데이터 추출기법과 머신러닝기법을 적용하여 기어 모터의 소음검사 공정에서 불량품 판정과 소음원 진단이 가능한 방법을 제안하였다. 또한 이 결과를 실제 기어모터의 소음 데이터에 적용하여 실험적 주파수 분석을 통해 검증하였다.

## 2. 음성인식 및 머신러닝을 적용한 모터 소음 진단 방법

이 연구에서 제안하는 소음원 진단 방법은 Fig. 1과 같으며 ‘전처리’, ‘특징추출’, ‘소음 진단’의 3단계로 수행된다. ‘전처리’ 단계는 데이터에 포함된 배경소음을 제거하는 단계로 스펙트럼 노이즈 게이트 알고리즘을 사용한다. ‘특징추출’ 단계는 소음 진단을 위한 데이터의 특징을 추출한다. ‘소음 진단’ 단계는 추출한

특징을 사용하여 불량 판정 및 소음원 진단을 수행한다.

### 2.1 전처리 및 특징 추출

#### (1) 스펙트럼 노이즈 게이트

오디오 데이터를 사용할 경우, 주변 환경에서 발생하는 배경소음으로 인해 결과 및 모델의 성능에 영향을 미칠 수 있다.

이를 해결하기 위한 전처리 방법으로 스펙트럼 노이즈 게이트(spectral noise gate) 알고리즘을 사용한다. 스펙트럼 노이즈 게이트 알고리즘은 데이터에 포함된 배경소음을 제거하기 위한 전처리 방법이다. 이 방법은 실제 자연 환경에서 새 소리를 판별하는 목적으로 측정된 오디오 데이터의 배경소음 제거에 활용된 바 있다<sup>(7,8)</sup>.

스펙트럼 노이즈 게이트 알고리즘은 Fig. 2와 같이 노이즈 프로파일 구축 단계와 배경소음 제거 단계로 이루어져있다.

#### ① 노이즈 프로파일 구축 단계

배경소음 신호를 짧은 시간 간격의 프레임 단위로 분할하고 분할된 각 프레임에 대하여 주파수 스펙트럼을 계산하는 국소 푸리에 변환(short time fourier transform, STFT)을 수행한다. 국소 푸리에 변환을 통해 계산된 각 프레임에 대한 주파수 스펙트럼의 임계값을 통계학의 3시그마 규칙을 활용한 식 (1)을 사용하여 계산하고 이를 노이즈 프로파일로 사용한다.

$$\text{noise} = \mu + 3\sigma^2 \tag{1}$$

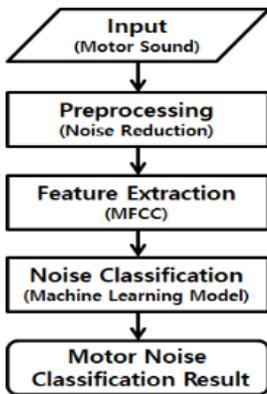


Fig. 1 Motor noise classification method for the geared motor

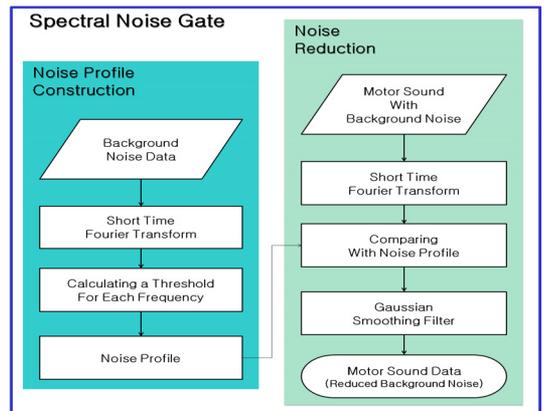


Fig. 2 Spectral noise gate

식 (1)에서  $\mu$ 와  $\sigma$ 는 국소 푸리에 변환을 통해 계산된 각 프레임에 대한 주파수 스펙트럼의 크기에 대한 평균과 표준편차이다.

② 배경소음 제거 단계

노이즈 프로파일 구축단계와 동일하게 국소 푸리에 변환을 수행한다. 국소푸리에 변환을 통해 계산된 각 프레임에 대한 주파수 스펙트럼에 대하여 노이즈 프로파일보다 작은 주파수 성분을 제거한다. 이러한 과정을 거친 신호에는 가우시안 분포 형태의 노이즈가 포함된다. 이를 제거하기 위하여 가우시안 스무딩 필터를 사용한다<sup>9)</sup>.

(2) MFCC를 활용한 특징 추출

이 논문에서 소음 진단을 위해 적용한 특징 추출 방법은 Fig. 3과 같다.

① MFCC 특징 추출

측정한 소음 데이터에 대한 MFCC 특징을 Fig. 4의 순서를 따라 추출한다. 우선 입력된 신호를 짧은 시간 간격 단위의 프레임으로 분할하고 윈도우 함수를 사용하여 분할된 각 프레임 간의 불연속 지점에서 발생할 수 있는 신호의 비주기성과 스펙트럼의 누출을 최소화한다. 그리고 분할된 각 프레임에 대한 주파수 특성을 계산하기 위해 FFT(fast fourier transform) 변환을 적용한다. 이어서 사람의 청각에서 소리를 해석하는 방식을 반영하기 위하여 멜 필터뱅크(mel-filter bank)를 적용하고 진폭을 로그 스케일로 변환한다. 마지막으로 이산 코사인 변환(discrete cosine transform,

DCT)을 사용하여 MFCC 계수를 추출한다. 이 때, 경험적으로 0~13차수의 MFCC 계수를 활용했을 때 가장 성능이 우수하다고 알려져 있기 때문에 0~13차수의 MFCC 계수를 소음 진단 모델의 입력 데이터로 활용한다<sup>(10,11)</sup>.

② 스케일링 및 데이터 병합

기어모터의 소음원 및 기어의 구동방향 등에 따라 특징 데이터 값의 범위가 다르기 때문에 이를 그대로 사용할 경우 머신러닝 모델의 학습 속도 및 성능이 저하될 수 있다. 이를 위해 계수 값의 범위를 0~1 사이가 되도록 일치시키는 스케일링(scaling) 과정을 적용한다. 또한 모터의 구동 방향에 따른 모터 소음의 특성이 다르기 때문에 각 구동 방향에 대한 특징 데이터를 하나로 병합하여 소음 진단 모델의 입력 데이터로 사용한다.

2.2 머신러닝을 사용한 소음 진단

제안하는 소음 진단 방법은 전처리 및 특징 추출 단계를 거친 데이터를 입력으로 받으며 Fig. 5와 같이 불량 판정 단계와 불량 판정을 받은 데이터에 대한 소음원 진단 단계로 진행된다. 소음 진단을 위한 각 단계는 그에

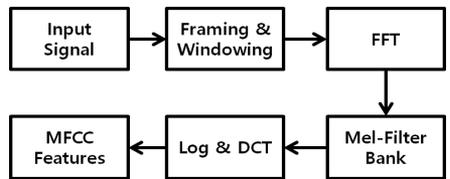


Fig. 4 MFCC feature extraction process

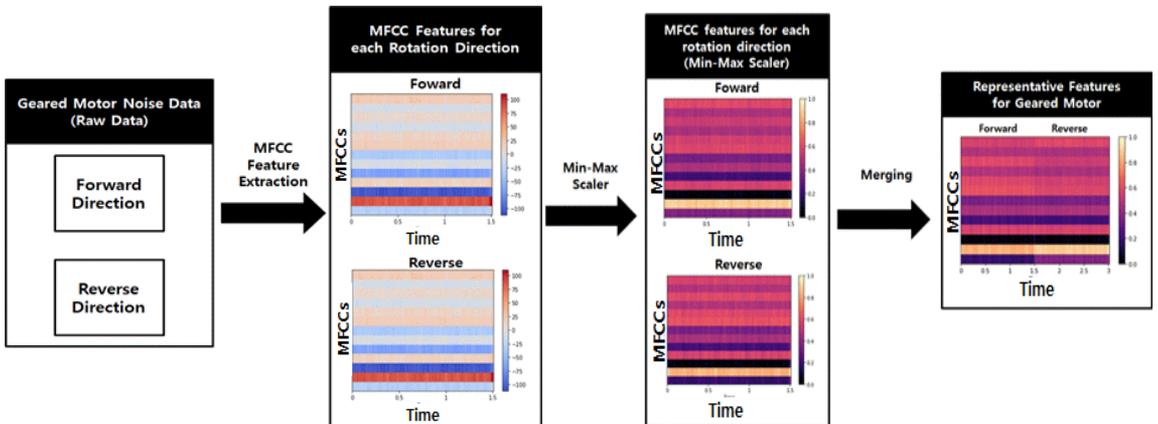


Fig. 3 Feature extraction for a proposed motor noise classification method

해당하는 학습이 완료된 머신러닝 모델을 사용한다.

소음 불량 판정 모델은 입력된 데이터를 입력으로 받아 합격 또는 불량품으로 구분한다. 소음원 진단 모델은 소음 불량 판정 모델에서 불량 판정을 받은 데이터를 입력으로 받아 학습된 범위 내에서 소음원을 진단하여 결과로 출력한다.

### 3. 기어모터에 대한 소음 진단 방법 적용

#### 3.1 소음 데이터 획득

##### (1) 기어모터의 소음원 분석 및 샘플 제작

소음 데이터 획득을 위한 모터 샘플을 제작하기 위하여 대상으로 선정된 기어모터의 구조 및 소음원을 파악하였다. 대상으로 선정된 기어모터는 Fig. 6과 같이 영구자석을 사용한 DC모터의 회전자에 2 쌍의 워기어가 연결된 구조이다. 이러한 기어모터의 소음은 영구자석을 사용한 DC모터의 소음원과 기어치차의

가공, 기어축의 배열, 모터관성축의 편심, 윤활상태 등에 의해 복합적으로 발생하게 된다.

이 연구에서는 DC모터의 주된 소음원인 브러쉬와 정류자 표면의 동적 상호작용으로 인해 발생하는 브러쉬 소음, 각 워기어 쌍에 대한 표면 윤활 처리, 기어 하우징 캡의 조립, 기어의 축간거리 불량 등의 소음원을 가지는 각각의 모터 샘플 세트를 제작하였다. 각 샘플을 제작할 때는 특정한 소음원만 가지도록 하고 기타 기어모터의 내부 부품 가공 및 조립 등은 합격품의 수준을 만족하도록 제작하였다.

##### (2) 소음 측정

데이터 수집을 위한 소음 측정은 외부 소음이 차단된 무향실에서 진행하였다. 제작한 모터 샘플을 사용하여 무부하 상태에서 정회전, 역회전으로 구동할 때 발생하는 소음을 1.5초 간 측정하였다. 또한 모터를 구동하지 않은 상태에서 무향실 내부의 소음 측정 장치, 전원공급 장치 등에서 발생하는 배경소음을 측정하여 배경소음 제거를 위한 스펙트럼 노이즈 게이트의 노이즈 프로파일 구축에 활용하였다.

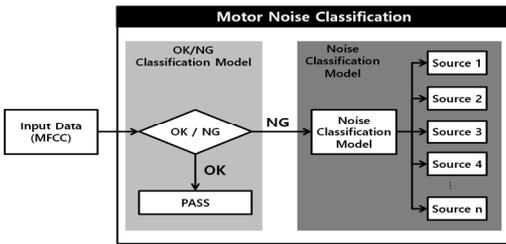


Fig. 5 Motor noise classification model



Fig. 6 Geared motor

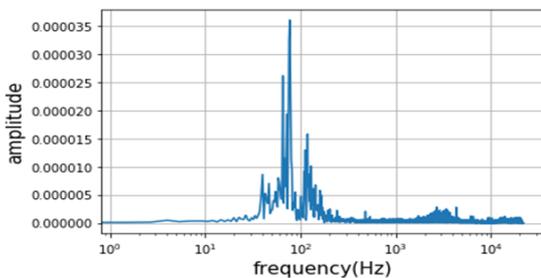
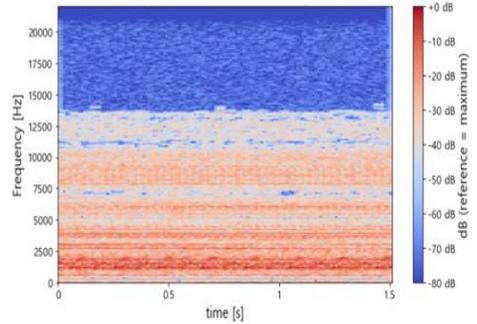
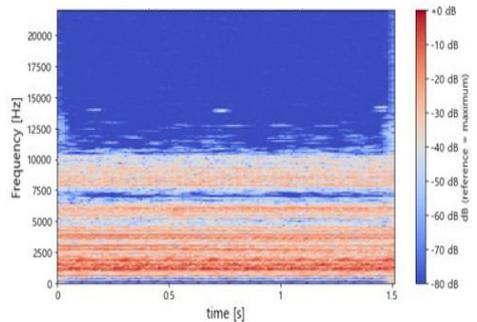


Fig. 7 Background noise profile



(a) Before noise reduction



(b) After noise reduction

Fig. 8 Motor sound spectrogram (noise reduction)

### 3.2 전처리 및 특징 추출

#### (1) 배경 소음 제거 전처리

측정한 모터 소음 데이터에는 사용하고자 하는 모터 소음을 포함하여 무향실 내부의 소음 측정 장치, 전원공급 장치 등에서 발생하는 배경소음이 포함되어 있다. 배경소음은 측정 환경에 따라 그 특성이 다를 수 있으며 소음 진단 과정에서 배경소음으로 인한 영향을 최소화하기 위해 스펙트럼 노이즈 게이트 알고리즘을 적용하였다.

측정한 배경소음 데이터를 활용하여 Fig. 7과 같이 노이즈 프로파일을 구축하였다. 배경소음은 100 Hz대역의 저주파수 대역과 4 kHz 이상의 고주파 대역 성분을 일부 포함하고 있다. Fig. 8은 모터 소음 데이터의 시간에 따른 주파수 특성을 시각화하여 나타낸 스펙트로그램(spectrogram)이다. 스펙트럼 노이즈 게이트 알고리즘을 적용하기 전(a)과 후(b)를 비교했을 때, 특히 일부 고주파 대역 성분의 특성이 제거된 것을 확인할 수 있다.

#### (2) 특징 추출

각 구동방향에 대하여 측정한 신호를 130개의 프레임으로 분할하여 각 프레임에 대한 MFCC 특징을 추

**Table 1** The number of the training & test data (OK/NG classification)

| Data type | Training data set | Test data set |
|-----------|-------------------|---------------|
| OK motor  | 144               | 36            |
| NG motor  | 410               | 103           |
| total     | 554               | 139           |

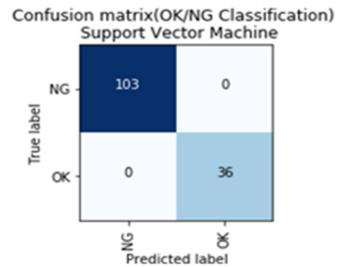
**Table 2** The number of the training & test data (noise source classification)

| Data type                                    | Training data set | Test data set |
|--|-------------------|---------------|
| Brush & commutator                           | 86                | 22            |
| 1 <sup>st</sup> gear set center distance     | 58                | 14            |
| 2 <sup>nd</sup> gear set center distance     | 72                | 18            |
| 1 <sup>st</sup> gear set lubricant condition | 57                | 15            |
| 2 <sup>nd</sup> gear set lubricant condition | 72                | 18            |
| gear housing cap assembly                    | 65                | 16            |
| Total  | 410               | 103           |

출하였다. 이 때, 모델의 학습 속도 및 성능이 저하되는 현상을 방지하기 위해 각 계수값의 범위가 0 ~ 1이 되도록 조정하였다. 또한 구동 방향에 따른 소음의 특성을 동시에 고려하기 위하여 각 구동방향에 대한 데이터를 병합하여 13×260 크기를 갖는 특징 데이터를 추출하여 학습에 사용하였다.

### 3.3 소음 진단 모델의 구현 및 평가

소음 진단 모델은 Table 1과 2의 학습용 데이터(training data)를 사용하여 구현하였다. 학습을 위해 13×260 크기의 데이터를 일렬로 늘어뜨려 사용하였으며 인공 신경망과 서포트 벡터 머신(support vector machine) 중에서 주어진 데이터에 대하여 성능이 더 좋게 나타난 서포트 벡터 머신을 사용한 모델을 사용하였다. 이 때, 데이터의 불균형으로 인해 발생하는 문제를 방지하기 위하여 모델의 학습 전에 수량이 적은 NG motor 데이터에 oversampling 기법을 적용하였다. 또한 모델이 과적합 및 편향되는 것을 방지하기 위하여 계층별 5겹 교차 검증과 모델의 성능을 결정하는 하이퍼파라미터 튜닝을 통해 주어진 데이터에



**Fig. 9** Confusion matrix (OK/NG classification model)

**Table 3** Model evaluation (support vector machine)

| Noise Source                                 | Precision | Recall | F1-score | Accuracy |
|--|-----------|--------|----------|----------|
| Brush & commutator                           | 1         | 1      | 1        | 0.97     |
| 1 <sup>st</sup> gear set center distance     | 1         | 1      | 1        |          |
| 2 <sup>nd</sup> gear set center distance     | 0.83      | 1      | 0.91     |          |
| 1 <sup>st</sup> gear set lubricant condition | 1         | 0.83   | 0.91     |          |
| 2 <sup>nd</sup> gear set lubricant condition | 1         | 1      | 1        |          |
| Gear housing cap assembly                    | 1         | 1      | 1        |          |

대한 최적의 모델을 찾는 과정을 수행하였다.

Table 1, 2에서 모델의 구현에 사용되지 않은 평가용 데이터(test data)에 대한 예측결과와 실제 정답을 비교하여 정확도, 정밀도, 재현율, F1-score 등의 지표를 통해 평가하였다. 이하 그림 및 표에서 OK는 소음검사 합격품, NG는 불량품을 의미한다. Fig. 9는 구현된 모델을 사용하여 평가용 데이터에 대한 예측결과와 실제 정답을 비교한 오차행렬이다. 불량 판정 모델은 평가용 데이터에 대하여 합격품과 불량품을 모두 올바르게 분류하였다. 또한 소음 진단 모델은 Table 3과 같이 2번째 기어 세트의 축간거리 불량에 대한 데이터 3개를 2번째 기어 세트의 윤활 처리 불량으로 분류한 것을 제외하고 모두 올바르게 분류한 것을 확인하였다.

#### 4. 실험적 주파수 분석을 통한 기어모터 소음진단 방법 검증

이 연구에서 제안하는 소음원 진단 방법을 실제로 적용한 결과의 타당성을 검증하기 위하여 3장에서 소음 진단 모델 평가를 위해 사용된 모터 소음 데이터에 대한 주파수 분석을 수행하였다. 주파수 분석은 배경소음이 제거된 모터 소음 데이터를 활용하여, 각 소음원에 대한 특성을 대표하는 주파수 스펙트럼을 Fig. 10, Fig. 11과 같이 나타내었다.

Fig. 10, Fig. 11을 통해 제안하는 소음 진단 방법을

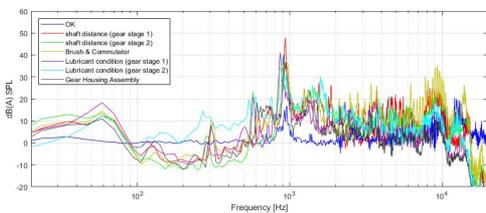


Fig. 10 Motor noise frequency analysis (counterclockwise)

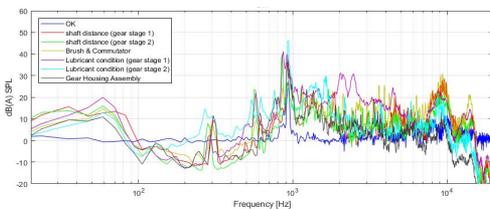


Fig. 11 Motor noise frequency analysis (clockwise)

사용하여 분류된 모터 소음은 구동 방향 및 각각의 소음원으로 인해 발생하는 소음 특성이 다른 것을 확인하였다. 이를 통해 이 연구에서 제안하는 소음 진단 방법은 각 소음원에 따른 소음의 주파수 특성을 반영하고 있음을 확인할 수 있다. 즉, 학습 및 최적화가 완료된 소음 진단을 위한 머신러닝 모델을 사용함으로써 각 소음원에 따른 주파수 특성을 분석하는 절차를 생략할 수 있음을 확인하였다.

#### 5. 결 론

이 연구는 기어모터의 소음 진단 및 검사공정 개선을 위하여 음성인식에서 사용하는 MFCC와 머신러닝 기법을 적용한 소음 불량 판정 및 소음원 진단 방법을 제안하였다.

이 연구에서 제안된 소음 진단 방법을 도입한다면 기존의 주파수 분석 방법과 달리 공진 주파수 대역을 설정하는 절차를 생략할 수 있는 장점이 있다. 또한 데이터를 기반으로 학습된 머신러닝 모델을 사용하기 때문에 기존의 소음 검사 공정에서 발생할 수 있는 검사자의 주관적인 요소의 개입을 최소화할 수 있는 장점이 있다.

향후 기어모터의 소음에 대한 데이터를 확장하고 이를 활용하여 모델을 업데이트한다면 모델이 진단할 수 있는 소음원 범위의 확장이 가능할 것이다. 또한 이 연구에서 사용한 배경소음 제거 방법인 스펙트럼 노이즈 게이트 알고리즘을 통해 제거하기 어려운 비주기적 특성의 배경소음을 제거하는 방법이 적용된다면 소음 진단 모델의 성능 및 정확도의 향상이 가능할 것이다.

#### 후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2019년)에 의하여 연구되었음.

#### References

- (1) Lee, D., 2018, Defective Motor Classification with Acoustic Signal using Convolutional Neural Network, Masters dissertation, Seoul National University, Seoul, South Korea.
- (2) Park, B. H., Cho, H. W. and Oh, J. I., 2018,

Component Defect Detection Using Acoustic Resonance Method Based on Machine Learning, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, p. 111.

(3) Hwang, W. W. and Yang, B. S., 2004, Fault Diagnosis of Rotating Machinery Using Multi-class Support Vector Machines, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 14, No. 12, pp. 1233~1240.

(4) Lim, Y. B., Lee, K. Y., Park, W. K. and Cho, S., 2017, Pattern Classification Method of Electrical Loads Using Modified MFCC, Journal of Korean Institute of Intelligent Systems, Vol. 27, No. 6, pp. 543~551.

(5) Park, W. K., Lim, Y. B., Kim, D. W., Lee, H. K. and Cho, S., 2018, Prediction Method of Electrical Abnormal States Using Simplified Mel-frequency Cepstral Coefficients, Journal of Korean Institute of Intelligent Systems, Vol. 28, No. 5, pp. 514~522.

(6) Lee, J., Cho, J., Park, D., Lee, J. H., Chung, Y., Kim, H. Y. and Yoon, S., 2016, Anomaly Detection for Railway Point Machine using Sound Information, Proceedings of the Korean Society for Railway annual Spring Conference, pp. 33~38.

(7) Klapachinski, D. M., Lima, C. R. E. and Kaestner, C. A. A., 2012, Spectral Noise Gate Technique Applied to Birdsong Preprocessing on Embedded Unit, 2012 IEEE International Symposium on Multimedia, pp. 24~27.

(8) Küçüktopcu, O., Masazade, E., Ünsalan, C. and Varshney, P. K., 2019, A Real-time Bird Sound Recognition System Using a Low-cost Microcontroller, Applied Acoustics, Vol. 148, pp. 194~201.

(9) Kim, H. S., Chung, J. H. and Baek, W. K., 2020, A Study of the Audio Data Pre-processing Method for Motor Noise Diagnosis, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 32~32.

(10) Zheng, F., Zhang, G. and Song, Z., 2001, Comparison of Different Implementations of MFCC., Journal of Computer Science and Technology, Vol. 16, No. 6, pp. 582~589.

(11) Peng, P., He, Z. and Wang, L., 2019, Automatic Classification of Microseismic Signals Based on MFCC and GMM-HMM in Underground Mines, Shock and Vibration, Vol. 2019, pp. 1~9.



**Hyun Sik Kim** received his B.S. and M.S. degrees in mechanical design engineering from Pukyong National University, Busan, Korea in 2018 and 2020, respectively. His research interests include noise, vibration and machine learning.



**Woon Kyung Baek** received B.S. degree from Seoul National University in 1978 and Ph.D. degree from the University of Iowa, Iowa City, Iowa, USA in 1990. He is a professor in Mechanical Design Engineering Department of Pukyong National University, Busan, Korea. His current research interests include vehicle dynamics, noise and vibrations, and machine learning applications.

# 소음 신호를 이용한 딥러닝 이용 파워 드라이브 시스템의 건전성 감시

## Health Monitoring of Power Driving System Using Sound Signal based on Deep Learning

김 선 원\* · 안 강 현\* · 백 지 선\* · 이 상 권† · 이 창 호\*\* · 김 풍 길\*\*  
Seon-Won Kim\*, Kanghyeon An\*, Jiseon Back\*, Sang-Kwon Lee†, Changho Lee\*\*  
and Pungil Kim\*\*

(Received October 21, 2020 ; Revised December 2, 2020 ; Accepted December 3, 2020)

**Key Words** : Convolutional Neural Network(합성곱 신경망), Continuous Wavelet Transform(연속 웨이블릿 변환), Power Driving System(동력 구동 시스템)

### ABSTRACT

The power driving system (PDS) comprises parts such as the chain, sprocket, gear, bearing, and rotating shaft. The purpose of this study is to develop a condition-monitoring device that diagnoses component defects early by using a convolutional neural network to prevent complete damage due to component defects. For this study, eight types of defects are artificially manufactured in various parts and assembled to build a PDS. A convolutional neural network is developed to classify and diagnose the eight types of defects. A feature for faults is successfully extracted, and fault classification is achieved with 90 % accuracy.

### 1. 서 론

파워 드라이브 시스템(이하 'PDS'라 한다.)은 큰 동력을 필요로 하는 공작기계, 자동차 엔진 타이밍 시스템 등 다양한 산업 분야에서 중요한 기계 시스템으로 적용되었다. 따라서 PDS에서 발생하는 결함을 조기에 발견하여 경제적 손실과 인명 피해를 미연에 방지하기 위해 여러 기법들이 연구되어오고 있다. 이 연구에 사용되는 PDS는 모터, 기어, 피니언, 베어링, 체인 등으로 구성되어 있다. 선행 연구에 의하면 PDS결함은 동력을 전달하는 샤프트와 기어를 지지하는 베어링의 결함

또는 체인의 파손<sup>(1-3)</sup>에 의해 발생한다. 결함을 조기에 발견하기 위해서 일반적으로 음향 진동 신호를 측정하여 측정된 신호로부터 결함의 특징을 추출하여 결함의 유무를 판단한다. 측정된 음향 진동 신호로부터 결함 특징을 추출하기위해서 다양한 방법이 사용되어 왔다. 시간 평균법<sup>(4)</sup>, 캡스טרם 분석<sup>(5)</sup>, 스토-위그너-빌 분포<sup>(6)</sup> 웨이블릿 변환<sup>(7)</sup>, 고차항 방법<sup>(8)</sup>, 적응형 선 향상법<sup>(9)</sup>, 경험적 모드 분해<sup>(10)</sup>, 주기정상적 분석<sup>(10,11)</sup>과 같은 특징추출 방법이 사용되어 왔다. 이 방법들 중에 연속 웨이블릿(CWT: continuous wavelet transform) 분석 방법은 비직교 웨이블릿 변환 방식이고 신호의 시간-주파수 영역에서 결함정보를 추출하는 장점이 있다.

† Corresponding Authors; Fellow Member, Department of Mechanical Engineering, Inha University, Professor  
E-mail: sangkwon@inha.ac.kr

\* Department of Mechanical Engineering, Inha University, Student  
\*\* Korea Conveyor Ltd. co. Ltd., Assistant Researcher

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

따라서 CWT가 결합 신호의 시간-주파수 분석에 널리 사용되었다. 결합특징을 활용하여 결합의 종류를 분류하기 위해 최근접 이웃 알고리즘<sup>(12)</sup>, 베이지안 분류기<sup>(13)</sup>, 지지 벡터 기계<sup>(14)</sup>, 그리고 인공신경망<sup>(15)</sup> 등이 사용되어오고 있다. 최근에는 인공지능학 알고리즘의 개발로 특징추출 및 결합패턴을 분류하는 딥러닝 기술이 높은 정확도와 편리성을 갖고 적용되고 있다<sup>(16-23)</sup>. 딥러닝 (deep learning) 기술을 활용한 회전 기계의 고장 진단과 관련된 논문은 대부분 베어링 마모 패턴<sup>(16,18-20)</sup>, 기어 치열 패턴<sup>(17,21,22)</sup>, 그리고 불균형 회전축<sup>(23)</sup>과 같은 특정 단일 부품 결합의 분류에 중점을 두고 있다. 따라서 이 연구에서는 베어링, 기어, 샤프트 등의 부품들이 결합된 경우 소음 신호를 측정하여 결합 유발 부품의 결합을 진단하고 결합의 패턴을 분류하는 딥러닝 기술을 개발하였다. 이 연구에 사용된 딥러닝 기술은 합성곱 신경망 (CNN: convolutional neural network)을 기초한 것이며, CNN는 입력데이터로 이미지를 요구하므로, 측정된 소음 신호에 CWT를 활용하여 이미지 데이터를 생성하여 CNN의 입력데이터로 사용하였다. 이 연구에서 개발된 CWT 및 CNN을 활용한 PDS의 결합진단 및 패턴 분류 기술은 90%의 정확도를 나타냄을 확인하였다.

## 2. 이 론

### 2.1 연속 웨이블릿 이론

CWT 분석 방법은 식 (1)과 같이 정의된다<sup>(7)</sup>.

$$\psi_{a,b} = \frac{1}{\sqrt{a}} \varphi\left(\frac{t-b}{a}\right), \quad a > b \in R \quad (1)$$

여기서,  $a$ 는 주파수축으로 스케일링 요소이며,  $b$ 는 시

간축으로 이동값이며,  $\psi$ 는 모 웨이블릿으로 시간과 주파수 영역에서 국부화된 고정함수이다. 함수  $\psi_{a,b}$ 는 시간 도메인에서 이동( $b$ -translation)과 주파수 도메인에서 모웨이블릿으로 스케일링( $a$ -dilation)을 적용한다. 이 연구에서 사용된 모 웨이블릿은 모아렛 (morlet) 웨이블릿이며 식 (2)와 같이 정의된다.

$$\varphi(t) = \frac{1}{\sqrt{\pi B}} e^{jw_0 t - \left(\frac{t^2}{B}\right)} \quad (2)$$

$w_0$ 모 웨이블릿이 주파수 도메인으로 변환될 때 모 웨이블릿의 중심 주파수이다. 이 연구에서는 측정된 소음신호를 CWT에 적용하여 시간-주파수 영역의 이미지 데이터를 생성하여 CNN의 입력데이터로 사용한다. CWT는 DWT 보다 시간-주파수 분해능이 우수하여 연산시간이 소요되나 결합에 대한 주파수 시간-주파수 정보를 잘 추출할 수가 있다.

### 2.2 합성곱 신경망 이론

인공지능 기술은 인간의 뇌를 모사한 신경망기술을 적용하여 소음 및 진동 신호의 예측 및 분류에 널리 사용되었다<sup>(24-27)</sup>. 심층신경망(DNN: deep neural network)이 도입되기 전에 얇은 신경망(SNN: shallow neural network) 구조를 가진 인공지능 신경망 (ANN: artificial neural network)이 사용되었다. SNN은 신경망의 지도 학습을 위해 이미 알려진 특징벡터를 사용한다. 이 경우 동적 시스템의 결합 특징을 알고 있어야 한다. 그러나 결합 종류가 복잡하여 동적 시스템의 결합특성을 알 수 없는 경우 시스템의 결합에 대한 특징벡터의 추출이 어렵다. 이 경우는 DNN을 이용하여 특징을 추출하는 방법을 사용한다<sup>(28)</sup>. 최

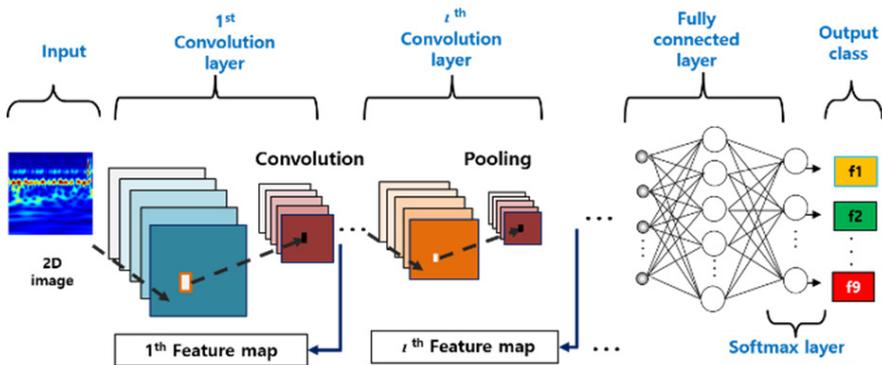


Fig. 1 CNN structure for feature extraction and fault classification of a mechanical system

근에 널리 사용되는 CNN은 DNN 구조 중 하나이며 데이터의 흐름도는 Fig. 1과 같다. Fig. 1은 전형적인 CNN 구조를 보여준다. CNN은 측정된 소음 신호에 CWT를 통하여 얻은 이미지데이터를 여러 개의 합성곱 층(layer) 및 풀링 층(pooling layer)을 통하여 이미지 데이터로부터 결합정보를 추출한다. CNN의 신경망은 여러 개의 합성곱층 및 풀링층의 단계로 이루어져 있으며, 각 합성곱 층에서 결합정보를 가진 특징지도(feature map)를 추출할 수 있다.  $l$ 번째 합성곱 층에서 특징지도는 다음과 같이 식 (3)을 통하여 얻을 수 있다.

$$y_j^l = \varnothing \left( b_j^l + \sum_{i \in Z_j^l} y_i^{l-1} \otimes f_{ij}^l \right) \quad (3)$$

여기서  $\varnothing$ 는 비선형 활성화 함수이고  $b_j^l$ 은  $l$ 번째 층의 스칼라(scalar) 바이어스(bias)이다.  $Z_j^l$ 는  $(l-1)$ 번째 층에서 선택된 특징지도이다.  $\otimes$ 는 이전 층의  $y_i^{l-1}$ 활성화 함수를 합성곱하는 합성곱 연산자를 나타낸다.  $f_{ij}^l$ 는 2차원 필터(filter)이며 필터의 가중치는 특정한 특징을 감지하도록 학습된다. 따라서 새로운 입력 이미지의 정확한 분류를 위해 서로 다른 카테고리를 구별할 수 있는 연속적인 단계에서 효과적인 특징 선택이 필요하다. 이러한 이유로 풀링 층이 사용되며 번째 풀링 층  $p_d^l$ 은 식 (4)와 같다.

$$p_d^l = \chi(d_j^l, N^l) \quad (4)$$

$\chi$ 는  $N_j^l$ 에 의해 축소된 평균 또는 최대값 함수와 같은 축소 함수이다. 그리고  $d_j^l$ 는 축소되기 위한 합성곱

된 특징지도이다. CNN의 입력값이 연속적으로 합성곱 및 풀링 과정을 지나면서 네트워크는 모든 이미지를 효율적으로 특징을 추출하는 학습을 진행한다. 마지막 신경망 층의 출력값  $y_p$ 는 식 (5)와 같이 주어진다.

$$y_p = \psi(b_p + Wf) \quad (5)$$

$d_j^l$ 는 출력 층의 바이어스이고,  $W$ 는 완전히 연결된 층의 입력 층과 출력 층 사이의 가중치 행렬이며,  $f$ 는 완전히 연결된 층의 특징을 나타내는 특징 벡터(feature vector)를 나타내고,  $\psi$ 는 결합을 분류하는 소프트 맥스(softmax) 함수이다(28). 학습매개변수  $b_j^l, f_{ij}^l, b_p$  및  $W$ 는 학습 과정에서 최적화된 값이 결정된다. 실제 출력값과 원하는 목표값 간의 오차를 최소화하기 위해 확률적 경사하강법(SGD : stochastic gradient descent)를 통해 학습매개변수의 최적화가 이루어진다. 여기서 경사값은 역전파(back propagation) 방법을 통하여 계산된다(29).

### 3. 실험

#### 3.1 PDS 실험장치 및 결합 패턴

Fig. 2는 실험에 사용된 PDS 실험장치의 구성도 및 제어장치를 나타낸다. PDS는 동력전달의 구동을 위해서, 모터, 기어박스, 베어링, 체인시스템 등의 기계부품으로 구성되어 있다. 이 연구에서는 연구 목적을 위하여 인위적으로 이들 기계부품들에 결함을 만들어 제작 결합하였다. PDS의 구동 중 기계부품들의 결합부에서 발생하는 이상소음을 측정하고, 결합의 패

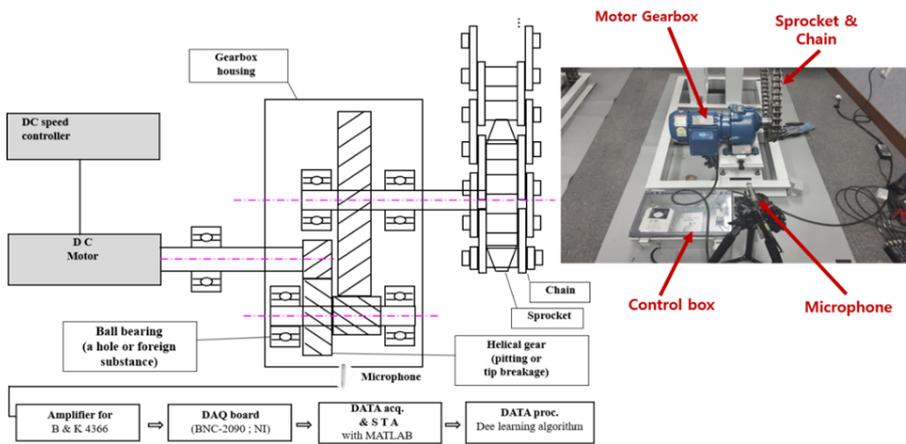


Fig. 2 PSD used for the experiment and measurement set-up for noise data processing

턴을 분류하기 위해서, 소음 측정용 마이크로폰을 설치하였다. 측정된 소음 데이터는 계측장비를 통하여 디지털 데이터로 변환된 후 신호분석용 컴퓨터로 전송된다. 신호분석용 컴퓨터에서는 결합부품을 진단하고 결합의 패턴을 분류하는 작업을 시행한다.

Fig. 3은 PDS에 적용된 베어링 및 기어 등에 대한 상세위치를 나타낸다. 실험용 PDS는 4개의 베어링, 4개의 기어, 1개의 체인, 2개의 스프라켓 및 1개의 모터로 구성되어 있다. 입력용 구동축의 회전 속도는 1800 r/min(30 Hz)이고 출력용 구동축의 회전 속도는 59.4 r/min(0.99 Hz)이다. 감속비는 30이다. 이 연구를 위한 인위적 결합은 모터 샤프트, 베어링, 기어에만 적용하였다. 스프라켓 및 체인에는 결합이 발생하면 완전 파손이 발생할 수 있으므로 인위적 결합을 적용하지 않았다. 각 인위적 결합 샘플은 2개~3개 제작하였으나 실제 사용된 것은 각각 1개의 샘플에 대한 실험데이터를 이용하였다.

이 연구에 적용된 인위적 결합의 패턴은 다음과 같다.

- 구동 기어 2의 치차 크랙 (결함 1)
- 구동 기어 2의 치차 절손 (결함 2)
- 모터에서 구동축의 편심(결함 3)
- 베어링 ①의 구멍으로 인한 외륜 결함 (결함 4)
- 베어링 ①의 이물질로 인한 내륜 결함 (결함 5)
- 모터의 구동축 편심 + 구동 기어 2의 치차 절손 (결함 6)
- 모터의 구동축 편심 + 구동 기어 2의 치차 절손 + 베어링 ①의 외륜 결함 (결함 7)

- 모터의 구동축 편심 + 구동 기어 2의 치차 절손 + 베어링 ①의 내륜 결함 (결함 8)
- 정상 상태 (정상)

### 3.2 실험측정 장비

PDS의 소음 데이터는 Fig. 2와 같이 방사 소음을 측정하기 위해 PDS에서 1 m 떨어진 위치에 마이크를 배치하였다. 1/2인치 free-field microphone (B & K 4189, 덴마크)를 사용하여 소음 데이터를 측정하였고 Data Acquisition System(NI 9233, USA)을 통해 컴퓨터로 전송했다. 이러한 설정으로 section 3.1에 나와있는 정상 및 결함 상태의 데이터를 획득하였다. 각각의 결함 조건에 대해 실험을 수행하였고 총 700번의 실험을 수행하였다. 각각의 테스트 구동시간은 5분이며, 마이크를 사용하여 마지막 30초의 소음 데이터를 획득하여 결함진단에 사용하였다.

### 4. 데이터 신호처리

시간 영역에서 측정된 소음 데이터는 MATLAB (MathWorks, USA) 신호 처리 툴박스를 사용하여 주파수 및 CWT 분석을 시행하였다. Fig. 4는 마이크로폰으로 측정한 8개의 결함 및 1개의 정상 신호의 시간영역 데이터를 나타낸다.

Fig. 5는 정상 소음 신호와 8개의 고장 소음 신호의 파워 스펙트럼을 각각 비교한 것을 나타낸다. 8개의 고장 신호의 파워 스펙트럼은 정상 신호의 파워 스펙트

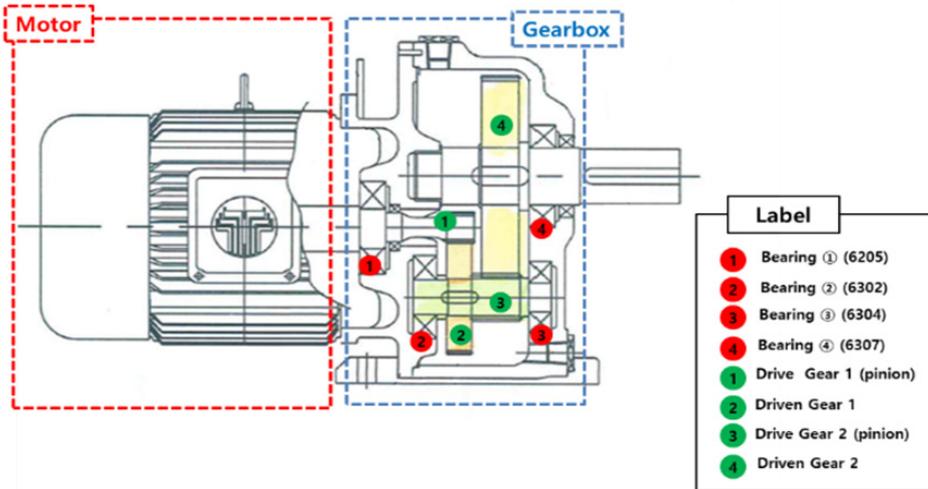


Fig. 3 Major component for driving system of PDS

림의 형태와 차이가 난다. 회전 기계의 진동이론(30-33)에 따르면, PDS와 같은 회전기계의 경우, 기계의 진동소음을 유발하는 여러 가진력이 존재하는데, 기어 맞물림으로 인한 가진력, 베어링의 구름 접촉으로 인한 접촉가진력, 그리고 모터의 샤프트의 가진력 및 스프라켓과 체인의 충격으로 인한 충격 가진력 등이 있다. 이들 가진력은 PDS의 정상적인 조건에서도 존재함으로 기본적으로 존재하는 소음 진동이다. PDS의 8개 결함으로 이들 가진력은 변화되며, 변화된 가진력은 소음신호에 주파수 스펙트럼의 변화를 일으킨다. 따라서 8개 고장 신호의 파워 스펙트럼은 정상 신호의 파워 스펙트럼의 형태와 차이가 나타난다.

### 5. 다중 결함 분류를 위한 CNN

#### 5.1 CNN의 입력 데이터

최근에 DNN을 기반으로 하는 비지도 학습의 분류 방법이 PDS의 결함진단을 위해 제안되었다(18-23). 특히 CNN을 활용한 기술이 다양한 분야에 적용되고 있다. PDS가 작동 중에 기어, 베어링, 샤프트 편심 등 여러 부품에서 결함이 존재하는 경우 특징 벡터를 추

출하기가 어렵다. 이 경우 CNN과 같은 DNN을 사용하면 결함특징에 대한 정보가 자체적으로 추출된다. CNN은 결함정보를 갖는 이미지를 CNN의 입력 데이터로 사용한다. 이 연구에서는 마이크로폰으로 측정된 소음 신호에 CWT를 적용하여 이미지 데이터를 생성한다. CWT를 통하여 분석된 이미지 데이터는 Fig. 6에서 보여주는 바와 같이 PDS의 운전상태에 대한 정보를 제공한다. Fig. 6은 PDS의 정상 운전 조건에서 측정된 소음신호에 대한 CWT 결과이다. 이 결과에 따르면 정상조건에서 각종 부품의 가진력과 관련된 소음신호가 발생됨을 알 수 있다. 결함이 발생하는 경우 소음신호의 CWT는 변화하게 된다.

이 연구에서는 8개의 결함조건에서 30초마다 측정된 소음 데이터에 대해서 CWT를 적용하여 이미지를 구한 후 CNN의 입력데이터로 사용하였다. 각 결함당 100개의 CWT 이미지를 구하고, 정상조건을 포함하여 총 900개의 이미지 데이터를 CNN의 입력 이미지 데이터로 사용하였다. 각 이미지의 데이터 크기는

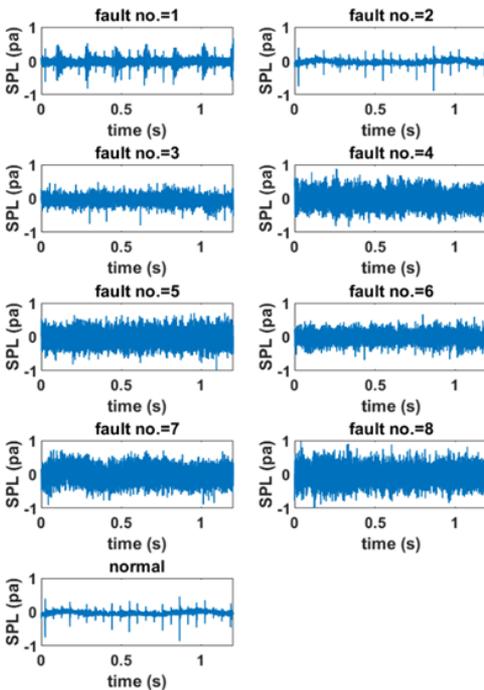


Fig. 4 Time history of data measured by microphone at the 1m position from PDS

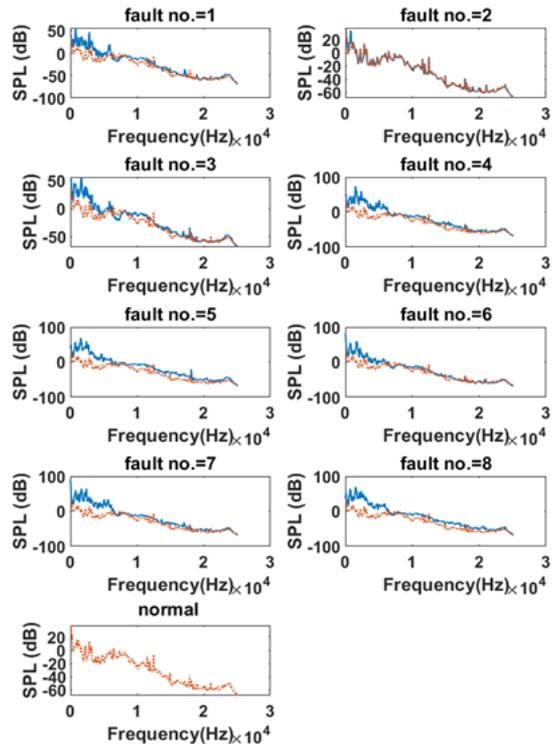


Fig. 5 Spectrum for time history of data measured by microphone at the 1m position from PDS (red dot line: normal condition, blue line: fault condition)

244×244×3이다.

### 5.2 CNN의 구성과 학습

CWT 알고리즘은 MATLAB (MathWorks, USA)에서 제공한 CNN 툴박스가 사용되었다. CNN을 결합패턴 분류 및 결합특징 추출에 성공적으로 적용하기 위해서는 네트워크의 아키텍처 구성이 중요하다. 네트워크의 아키텍처 구성에 필요한 특별한 기술은 없으며 다양한 구성을 통하여 최적의 아키텍처 구성 찾는 것이다. 이 연구에 사용된 최적의 구성은 Fig. 7과 같다. 구성에 따르면 CWT 이미지가 입력되는 입력층과 입력층 다음에 위치하는 첫 번째 층은 필터 크기가 3×3인 16개의 특징지도가 있는 합성곱 층이다. 그다음은 크기가 2×2인 풀링 층이 있다. 그리고 그다음 층은 필터 크기가 3×3의 32개의 특징 지도와

2×2 사이즈의 풀링 층이 있는 합성곱 층이다.

출력 층은 8개의 결합과 1개의 정상 조건에 대응하는 9개의 뉴런이 있다. 마지막의 최종 합성곱 층 (fully connected layer)에는 분류 함수로 softmax 함수가 적용되었다. SGD 학습 방법으로 최적화하고, 학습과정의 학습율은 0.001의 초기 학습 속도로 네트워크를 학습시키는 데 사용되었다. Batch 크기는 128로 취하였다. 학습은 1300회를 반복 (30 epoch)하여 수행되었다. 학습이 진행되는 동안 정확도는 Fig. 8에 나타나 있다.

최적의 가중치 값은 최소의 오차로 400회를 학습 후 얻어졌다. 학습을 위해 900개의 샘플 중 3/4 샘플은 학습에 사용되었고 1/4 샘플 중에 1/2은 네트워크 검증(validation)에 1/2은 테스트에 각각 사용되었다.

### 5.3 결과 분석

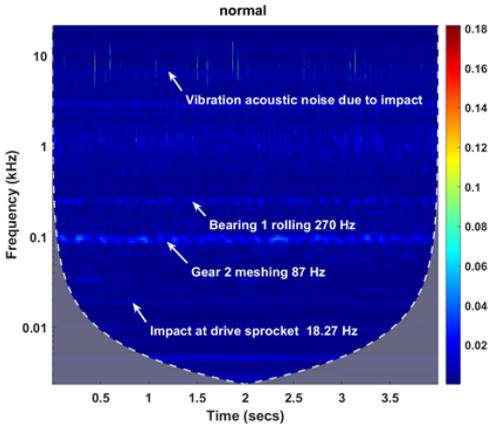


Fig. 6 CWT for noise data measured by microphone at the 1m position from PDS under normal condition

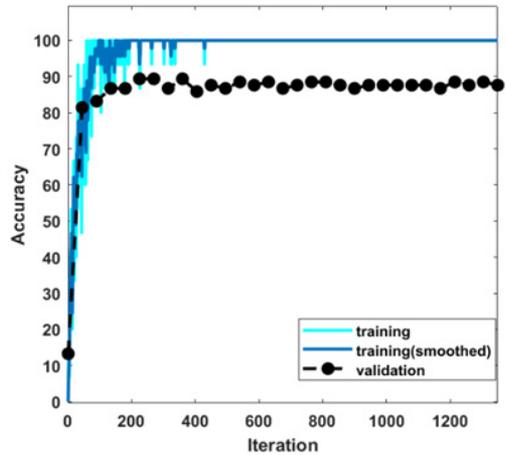


Fig. 8 Variation of accuracy during training process for classification of defections

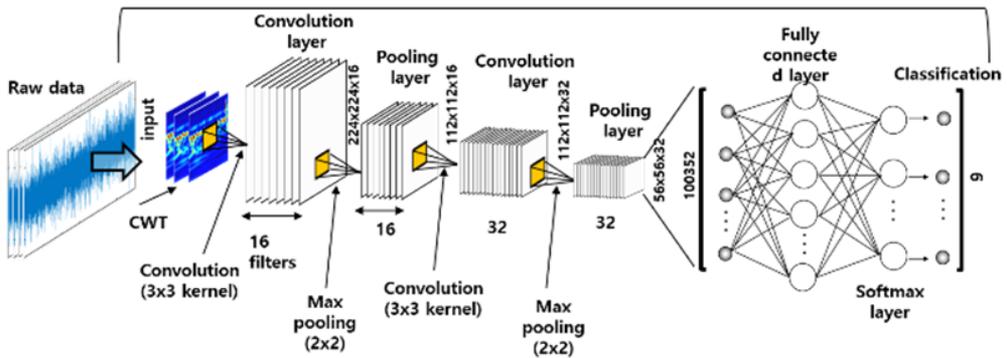


Fig. 7 CNN structure for pattern classification of PDS defections

분류의 정확도는 총 테스트 샘플 수에서 정확하게 분류된 테스트 샘플 수의 비율이며 식 (6)과 같다<sup>(20)</sup>.

$$Accuracy = \frac{\text{No. of Correct Predictions}}{\text{Total No. of Predictions}} \quad (6)$$

이번 실험에서 100개의 테스트 샘플 중 90개의 샘플이 Fig. 9와 같이 정확하게 분류되었다.

CNN의 학습결과 8개의 결함 및 1개의 정상 상태의 특징지도가 최종 합성곱 층에서 추출되었다. 특징지도는 Fig. 10과 같다. 이 결과에 의하면 각 결함에 대하여 다른 이미지를 나타냄을 알 수가 있다. 특징지도는 결함 특징을 나타내는 숫자가  $224 \times 224 \times 3$ 으로 매우 많다. 이것을 2개의 특징 숫자로 변환하는 방법으로 t-확률적 임베딩(t-SNE: t-stochastic neighbor embedding)<sup>(34)</sup>을 활용하였다. 특징 지도를 방법을 이용하여 고차원 데이터를 2차원(2 dimension) 데이터로 변환하였다.

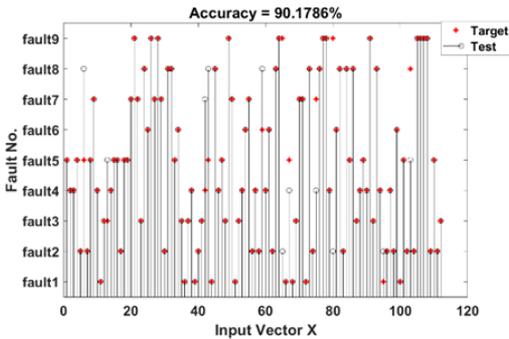


Fig. 9 Accuracy for fault classification of 100 random samples

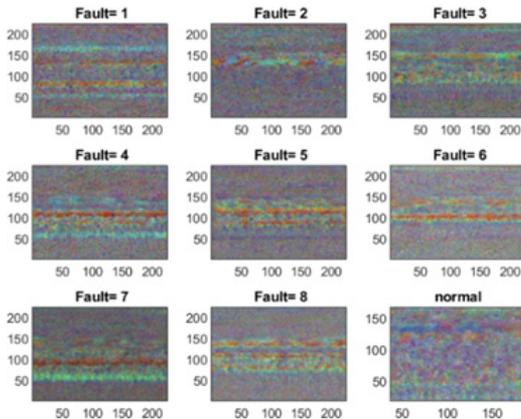
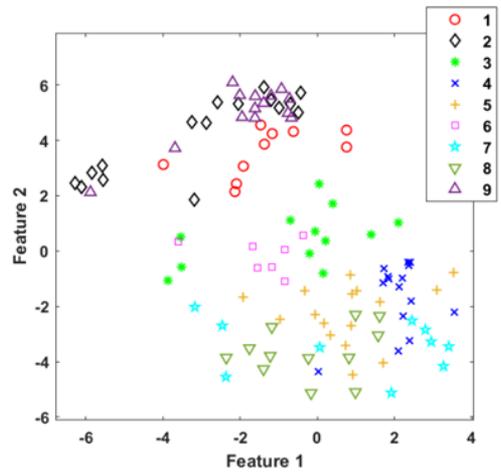
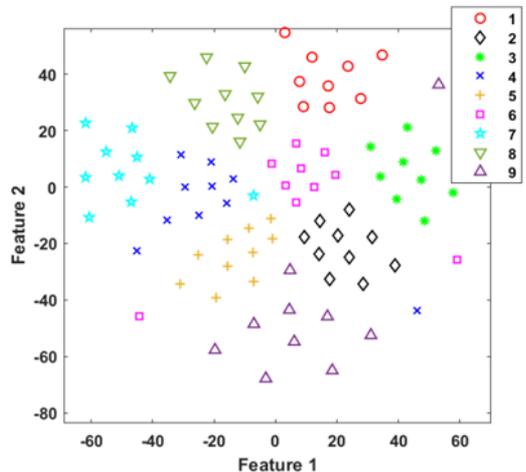


Fig. 10 Feature map for eight fault and normal data

Fig. 11(a)는 CNN의 100개의 학습 전 입력 이미지에 대한 2차원 특징을 나타낸다. Fig. 11(b)는 CNN에 의해 학습된 10개의 특징지도에 대한 2차원의 특징을 보여준다. 입력 이미지의 2차원 특징은 무작위로 흩어지기 때문에 결함과 정상 상태의 분류를 어렵게 만든다. 그러나 학습된 특징지도에 대한 2차원 특징은 결함에 대한 그룹화가 선명하다. 즉 초기 학습하기 전의 이미지는 분류가 어려우나, 학습 후 나타난 Feature(Fig. 10) 이미지의 경우 분류가 명확하게 나타납니다. 따라서 학습된 CNN은 결함상태와 정상상태를 분류할 수 있음을 알 수 있다.



(a) Image input



(b) Feature map

Fig. 11 Two-dimensional features reduced by t-SNE method for 100 samples

## 6. 결 론

이 논문에서는 CWT와 CNN을 결합하여 PDS에 대한 새로운 건전성 감시 방법을 제안하였다. 실험을 위해 8개의 단일 결함 및 다중 결함과 1개의 정상 상태가 인위적으로 제작되었다. 소음 데이터는 PDS에서 1 m 거리에서 마이크를 사용하여 측정하였다. 시간 영역에서의 1차원 소음 신호를 CWT를 적용하여 시간 스케일 이미지로 변환하였다. 이러한 이미지는 CNN으로 분류되고 결함 유형과 밀접한 관련이 있는 이미지에 포함된 특징을 추출하였다. 네트워크 분류 정확도에 영향을 미치는 중요한 요소로서 필터 크기와 필터 개수는 CNN 구조의 컨벌루션 및 풀링 층에서 최적화되었다. CWT를 적용하여 획득된 입력 이미지 및 CNN에 의해 추출된 특징지도는 고차원 데이터이다. 따라서, t-SNE는 고차원 데이터를 저차원 데이터로 변환하여 시각화에 사용되었다. 2차원 특징을 통해 8개의 결함과 1개의 정상 상태를 명확하게 분류할 수 있었다. CWT와 CNN을 결합하여 PDS에 대한 건전성 감시 방법이 탁월한 분류 방법이라는 것을 검증하였다.

## 후 기

이 연구는 2020년도 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2019R1A2B5B02069400). 또한 이 연구는 2020년도 정부(중소기업청)의 재원으로 한국콘베어 주식회사의 위탁과제 지원을 받아 수행된 연구임(No. S2938505).

## References

(1) Papadopoulou, S., Pressas I., Vazdirvanidis, A. and Pantazopoulos, G., 2019, Fatigue Failure Analysis of Roll Steel Pins from a Chain Assembly: Fracture Mechanism and Numerical Modeling, *Engineering Failure Analysis*, Vol. 101, pp. 320~328.

(2) Amamath, M. and Lee, S. K., 2015, Assessment of Surface Contact Fatigue Failure in a Spur Geared System based on the Tribological and Vibration

Parameter Analysis, Measurement, Vol. 76, pp. 32~44.

(3) Arakere, N. K., 2016, Gigacycle Rolling Contact Fatigue of Bearing Steels: A Review, *International Journal of Fatigue*, Vol. 93, pp. 238~249.

(4) McFadden, P. D., 1987, Examination of a Technique for the Early Detection of Failure in Gears by Signal Processing of the Time Domain Average of the Meshing Vibration, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 1, No. 2, pp. 173~183.

(5) Randall, R., 1982, Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Detection, Technical Report, pp. 13~150.

(6) Wang, W. J. and McFadden P. D., 1993, Early Detection of Gear Failure by Vibration Analysis i. Calculation of the Time-frequency Distribution, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 7, No. 3, pp. 193~203.

(7) Wang, W. J. and McFadden P. D., 1995, Application of Orthogonal Wavelets to Early Gear Damage Detection, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 9, No. 5, pp. 497~507.

(8) Lee, S. K. and White, P. R., 1997, Higher-order Time-frequency Analysis and Its Application to Fault Detection in Rotating Machinery, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 11, No. 4, pp. 637~650.

(9) Lee, S. K. and White, P. R., 1998, The Enhancement of Impulsive Noise and Vibration Signals for Fault Detection in Rotating and Reciprocating Machinery, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 217, No. 3, pp. 485~505.

(10) Kim, J. S. and Lee, S. K., 2018, Identification of Tooth Fault in a Gearbox based on Cyclostationarity and Empirical Mode Decomposition, *Structural Health Monitoring*, Vol. 17, No. 3, pp. 494~513.

(11) Capdessus, C., Sidahmed M. and Lacoume, J. L., 2000, Cyclostationary Processes: Application in Gear Faults Early Diagnosis, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 14, No. 3, pp. 371~385.

(12) Wang, D., 2016, K-nearest Neighbors based Methods for Identification of Different Gear Crack Levels under Different Motor Speeds and Loads: Revisited, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 70, pp. 201~208.

(13) Baraldi, P., Podofillini, L., Mkrtychyan L., Zio E. and Dang, V. N., 2015, Comparing the Treatment of

Uncertainty in Bayesian Networks and Fuzzy Expert Systems Used for a Human Reliability Analysis Application, *Reliability Engineering & System Safety*, Vol. 138, pp. 176~193.

(14) Vapnik, V., 2013, *The Nature of Statistical Learning Theory*, Springer Science & Business Media, Berlin, Germany.

(15) Liu, R., Yang, B., Zio, E. and Chen, X., 2018, *Artificial Intelligence for Fault Diagnosis of Rotating Machinery: A Review*, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 108, pp. 33~47.

(16) Gan, M., Wang, C. and Zhu, C., 2016, *Construction of Hierarchical Diagnosis Network based on Deep Learning and Its Application in the Fault Pattern Recognition of Rolling Element Bearings*, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 72-73, pp. 92~104.

(17) Janssens, O., Slavkovikj, V., Vervisch, B., Stockman, K., Loccufier, M., Verstockt, S., Van de Walle, R. and Van Hoecke, S., 2016, *Convolutional Neural Network based Fault Detection for Rotating Machinery*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 377, pp. 331~345.

(18) Chen, Z., Deng, S., Chen, X., Li, C., Sanchez, R. V. and Qin, H., 2017, *Deep Neural Networks-based Rolling Bearing Fault Diagnosis*, *Microelectronics Reliability*, Vol. 75, pp. 327~333.

(19) Lu, C., Wang, Z. Y., Qin, W. L. and Ma, J., 2017, *Fault Diagnosis of Rotary Machinery Components Using a Stacked Denoising Autoencoder-based Health State Identification*, *Signal Processing*, Vol. 130, pp. 377~388.

(20) Lu, C., Wang, Z. and Zhou, B., 2017, *Intelligent Fault Diagnosis of Rolling Bearing Using Hierarchical Convolutional Network based Health State Classification*, *Advanced Engineering Informatics*, Vol. 32, pp. 139~151.

(21) Du, Yan., Wang, A., Wang, S., He, B. and Meng, G., 2020, *Fault Diagnosis under Variable Working Conditions based on STFT and Transfer Deep Residual Network*, *Shock and Vibration*, Vol. 2020, pp. 1~18.

(22) Cabrera, D., Sancho, F., Li, C., Cerrada, M., Sancez, R. V., Pacheco, F. and de Oliveira, J. V., 2017, *Automatic Feature Extraction of Time-series Applied to*

*Fault Severity Assessment of Helical Gearbox in Stationary and Non-stationary Speed Operation*, *Applied Soft Computing*, Vol. 58, pp. 53~64.

(23) Arakere, N. K., 2016, *Gigacycle Rolling Contact Fatigue of Bearing Steels: A Review*, *International Journal of Fatigue*, Vol. 93, pp. 238~249.

(24) Back, J., Kim, S. W., Lee, S. K. and Lee, C., 2020, *Conditioning Monitoring in Chain Sprocket Drive Unit System Based on Artificial Neural Network*, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 30, No. 3, pp. 286~293.

(25) Kim, E. Y., Lee, Y. J. and Lee, S. K., 2012, *Health Monitoring of a Glass Transfer Robot in the Mass Production Line of Liquid Crystal Display Using Abnormal Operating Sounds Based on Wavelet Packet Transform and Artificial Neural Network*, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, No. 14, pp. 3412~3427.

(26) Samanta, B., 2004, *Gear Fault Detection Using Artificial Neural Networks and Support Vector Machines with Genetic Algorithms*, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 18, No. 3, pp. 625~644.

(27) LeCun, Y., Bengio, Y. and Hinton, G., 2015, *Deep Learning*, *Nature*, Vol. 521, No. 7553, pp. 436~444.

(28) Lee, S., Back, J., An, K., Kim, S., Lee, C. and Kim, P., 2020, *Condition Monitoring of Chain Sprocket Drive System Based on IoT Device and Convolutional Neural Network*, Cambridge University Press, *Shock and Vibration*, Vol. 2020, pp. 1~17.

(29) LeCun, Y., Bottou, L., Bengio, Y. and Haffner, P., 1998, *Gradient-based Learning Applied to Document Recognition*, *Proceedings of the IEEE*, Vol. 86, No. 11, pp. 2278~2324.

(30) Liu, X., Wang, W., Sun, W., Wu, T., Liu, J. and Liu, J., 2012, *Design and Experimental Analyse of Low Noise Double-pitch Silent Chain for Conveyor*, *Procedia Engineering*, Vol. 29, pp. 2146~2150.

(31) Lefebvre, L. and Laville, F., 2008, *Noise Source Identification for Mechanical Systems Generating Periodic Impacts*, *Applied Acoustics*, Vol. 69, No. 9, pp. 812~823.

(32) Zheng, H. Y., Wang, Y. G., Liu R., Lam, K. Y., Quek, K. P., Ito, T. and Noguchi, Y., 2001, *Efficient Modelling and Prediction of Meshing Noise*

from Chain Drives, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 245, No. 1, pp. 133~150.

(33) Fuglede, N. and Thomsen, J. J., 2016, Kinematic and Dynamic Modeling and Approximate Analysis of a Roller Chain Drive, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 366, pp. 447~470.

(34) Van der Maaten, L. and Hinton, G., 2008, Visualizing High-dimensional Data Using t-SNE, *Journal of Machine Learning Research*, Vol. 9, pp. 2579~2605.



**Seon-Won Kim** is a graduate student in Department of Mechanical Engineering at Inha University. He has studied for the application of signal processing to the ride quality analysis of a vehicle and the health monitoring of mechanical system.



**Jiseon Back** is a graduate student in Department of Mechanical Engineering at Inha University. He has studied for the application of signal processing to automotive sound quality and active noise control.



**Sang-Kwon Lee** studied in the Department of Mechanical Engineering at the Pusan National University, Pusan, Korea for B.S. In 1998, he received a Ph.D. degree in signal processing at the ISVR (Institute of Sound and Vibration Research) of the University of Southampton in U.K. He has continued the sound and vibration research in the department of mechanical engineering in Inha University since 1999. He worked in Hyundai Motor Company between 1984 and 1994 and researched Samsung Motor Company in 1998.

# 와이어로프 타입 마운트의 가속도-주파수 의존 동강성 및 감쇠 추정

## Frequency-acceleration Dependent Dynamic Stiffness and Damping Estimation of Wire Rope Type Mount

배 승 훈<sup>†</sup> · 김 선 민\* · 김 대 환\* · 박 태 국\* · 김 영 민\*\* · 임 세 성\*\*\*  
Seunghoon Bae<sup>†</sup>, Sunmin Kim\*, Daehwan Kim\*, Taekook Park\*, Yeongmin Kim\*\*  
and Seseong Lim\*\*\*

(Received November 9, 2020 ; Revised December 14, 2020 ; Accepted December 17, 2020)

**Key Words :** Wire Mount(와이어마운트), Frequency-acceleration Dependant(주파수-가속도 의존), Dynamic Stiffness(동강성), Seismic Testing(내진시험)

### ABSTRACT

The wire mount, which is made of metal and is suitable for harsh environments, has a rubber-like nonlinear hysteresis (for example, stiffness and damping). To estimate the nonlinear property according to the excitation acceleration, the transmissibility and phase were measured through a single-axis sine sweep test. The measured transmissibility and phase were applied to a one-degree-of-freedom system to estimate the stiffness and viscous damping coefficient. As a result of the estimation, the damping and stiffness differ according to the excitation acceleration level and frequency, and tend to decrease as the excitation acceleration level increases. As a vibration isolator, the wire-mount three-axis seismic test was conducted to confirm the performance, and the results were compared with the single-axis test and discussed.

### 1. 서 론

경주, 포항 지진 이후 재난 시 필수적인 건물에 설치되는 기계, 전기 장비에 대한 내진검증이 필수화되고, 원자력 발전소의 설계 기준이 되는 내진가속도 조건이 강화되고 있다. 그에 따른 기계 전기 장비의 내진 설계 보강이 진행되고 있으나, 내진 조건이 높을수록 강성을 키우는 방향의 설계는 한계가 있어 점

차 면진장치 설치 필요성이 부각되고 있다.

산업계에서 흔히 사용되는 면진장치로는 고무 소재의 마운트가 주로 사용되는데, 원자력 발전소에서는 방사선이나, 열, 진동 등에 의한 경화가 발생하므로 재료의 수명이 제한적이며 물성이 변경될 수 있고, 유지 관리 등의 문제가 발생한다. 따라서 금속 소재만으로 구성된 마운트의 경우 이러한 문제를 피할 수 있다.

금속 소재의 마운트 중 와이어로프 타입 마운트는 스테인리스 선을 꼬아서 만든 스트랜드를 다시 꼬아

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Machinery & Material, Senior Researcher  
E-mail : shbae@kimre.kr

\* Korea Institute of Machinery & Material, Researcher

\*\* Internship, 4th Industrial Revolution Job Training Program

\*\*\* Jinyoung Korea Co., LTD.

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

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

서 나선형 형태로 만든 금속 재질 마운트로, 고온, 방사선, 내 화학 특성이 좋아 내구성이 높다. 따라서 원진 환경에서 관리, 내구성에 강한 강점을 지니고 있다. 또한 변형 시 소선의 마찰 및 방향에 따른 반발력 차이와 히스테리시스 현상으로 인한 감쇠 효과를 가지고 있어 충격 진동을 흡수하는 능력 또한 우수하다.

국내에서도 와이어 소재의 마운트 개발에 관련된 연구가 진행된 바 있으며, 고유진동수 및 강성 확인을 위해 가진기를 사용하거나<sup>(1)</sup>, 충격 시험(impact test)<sup>(2)</sup>, 만능 재료 시험기(universal testing machine)를 이용한 정적실험 등을 수행하여 강성을 추출한 바 있다<sup>(2)</sup>. 이 밖에도 일반 마운트의 동특성을 살펴보기 위한 동적 실험 연구<sup>(3)</sup>, 주파수에 대한 강성 및 감쇠를 실험적으로 구하려는 연구가 수행된 바 있다<sup>(4)</sup>.

또한 히스테리 특성을 가지는 고무 소재 물질의 경우 노출 가속도 및 주파수별로 실험을 하여 저장탄성률과, 손실 탄성률을 추정하고 노출 가속도 및 주파수에 따른 모델이 제시된 바 있는데<sup>(5)</sup>, 와이어마운트의 경우 점탄성 물질과 동일한 유사한 특성을 보이고 있어 다양한 노출 가속도 및 주파수에 대한 동강성, 감쇠에 대한 시험적 확인이 필요한 실정이다.

이 연구에서는 비금속을 사용하지 않는 면진 장치로 와이어로프 타입 마운트의 활용 가능성을 3축 내진시험을 통해 확인하고자 한다. 또한 점탄성 물질과 유사한 시험을 통해 마운트가 가진 특성을 파악하여 내진 성능과 연관성을 찾기 위해 노출 가속도 및 주파수에 따른 와이어로프 타입 방진 마운트의 성능을 파악 하고자 한다. 이를 위해 강성 및 감쇠 도출을 위한 간단한 1 자유도계 계산식을 제시하고 시험별 강성 및 감쇠 변화 추이를 살펴보고자 한다.

## 2. 동강성 감쇠 추출 실험

### 2.1 실험 방법

#### (1) 와이어로프 타입 마운트 형상

와이어로프 타입 마운트는 Fig. 1과 같이 스테인리스 스틸 소재의 와이어로프가 용수철 형태로 구부러져 알루미늄 가이드 보에 고정되어있는 형상이다. 체결은 알루미늄 가이드 보를 볼트 체결하며, 시험품은 Type A, Type B로 제작하였다. 시편의 높이는 각 70 mm, 60 mm 폭은 84 mm, 73 mm 와이어의 직경은 6.4 mm로 동일하다. 가이드 보의 높이 폭 길이 치수는 12×15×146 mm<sup>3</sup>로 동일하다.

#### (2) 축별 전달률과 위상 측정

시험은 164 kg의 직육면체 질량(높이×폭×길이 160×600×600 mm<sup>3</sup>)을 지지할 수 있도록 4개의 마운트를 설치하였고, 6개의 시편에서 2개씩을 골라 1, 2, 3그룹으로 나누고, 1-2그룹, 2-3그룹, 1-3그룹에 해당하는 시편을 교대로 설치하여 축 당 3케이스로 시험을 진행하였다. 시편의 좌표계는 길이방향을 X, 횡방향을 Y, 지면에 수직인 방향을 Z축으로 설정하였다.

전달률을 구하기 위해 사인 스위프 시험을 진행하였고, 가진주파수가 5 Hz에서 50 Hz로 올라가서 5 Hz로 다시 내려오는 왕복 스위프 시험을 2번 연속 수행하였다. 스위프 속도(sweep rate)는 1 oct/min, 질량과 하단부 간섭으로 인해 Z축의 시험 변위는 10 mm로 제한하였다. 전달함수는 스위프 가속도를 0.2 G부터 0.2 G씩 증가하며 1.2 G까지 6종류 크기의 가속도에 대한 전달률과 위상을 계측하였다. 여기서 기술한 시험 조건은 Table 1에 명시되어 있다.

마운트가 받는 가속도 즉 외부 하중 변화에 따른 전달 특성을 보기 위해 스위프 가속도를 달리하였다. 시험에

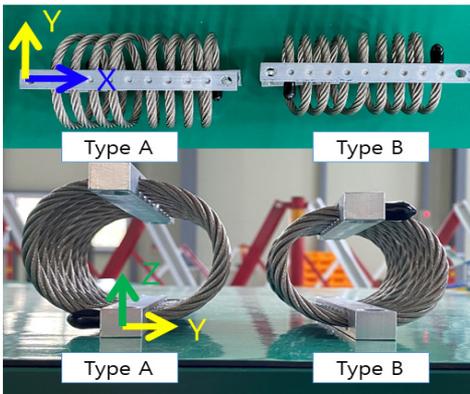


Fig. 1 Test specimen Type A and Type B

Table 1 Transmissibility test setup conditions

| Sweep frequency [Hz]         | Sweep rate                  | Sweep #   |
|------------------------------|-----------------------------|-----------|
| 5→50→5                       | 1oct/min                    | 2         |
| Sweep acc.[g]                | Vertical displacement limit | Test mass |
| 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.2 | 10 mm(pk-pk)                | 164 kg    |

사용된 장비는 전자식 단축진동 시험기(famtech)이다.

Fig. 2는 수평축 단축시험 시험 사진이다. 시험 시 기초에 부착된 Ch. 1 가속도 센서를 사용하여 단축진동시험기를 제어하였고, Ch. 2 가속도 센서에서 계측되는 상부 질량의 가속도 신호를 사용하여 전달률을 구하였다. 전달률 계산에는 스위프 시 센서에서 검출되는 가속도를 변화하는 스위프 주파수를 중심으로 5 Hz의 밴드를 사용하여 스위프 주파수 주변부를 제외한 신호는 필터링하여 구해진 진폭과 위상을 사용하였다.

시험은 바닥 테이블의 직선 운동을 이용하여, 가진하고 축이 변경될 때마다 시험이 고정된 나사를 풀어 축을 변경하고 시험을 진행하였다.

### 2.2 전달률 시험 결과

#### (1) Type A 전달률 시험 결과

전달률 실험 결과, 와이어 마운트의 비선형 특성과 일반적인 특성들이 실험 결과로 도출되었다. 비선형

적 특성은 바닥 가진 가속도가 증가함에 따라 전달률이 감소하고 Z축의 경우 우향 스윙, 좌향 스윙 별다른 전달 특성을 보이는 시험 케이스가 존재하였다. Fig. 3에서 나타낸 전달률은 각 스윙시험의 평균을 취한 것이다. 전달률의 경우 X-Y-Z 축 순으로 전달 특성이 작았으며, 주파수가 증가함에 따라 전달률이 감소하는 1자유도계의 특성이 있고, 0.2 G 가진의 경우 감소 후 소폭 상승하는 현상이 관찰된다.

#### (2) Type B 전달률 시험 결과

Type B 전달률 시험 결과 Type A와 동일한 비선형 및 일반특성을 지니고 있었고 X, Y, Z축 모두 Type A보다 최대 전달률이 높았으며 이는 와이어가 금속 바에 감긴 반경 차이 즉 마운트 강성이 Type A보다 크기 때문에 전달률이 상대적으로 높다. Fig. 3의 Type A와 Type B 전달률을 비교해 보면 강성에 따른 차이로 전달률의 크기가 차이가 나지만 각 바닥 가속도에 따른 전달률의 변동 양상은 모든 축에서 동일한 것을 알 수 있다.

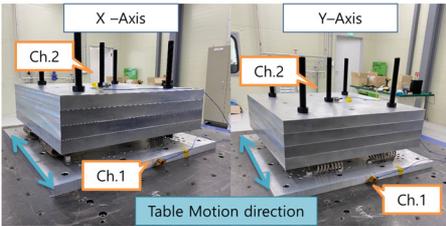


Fig. 2 X and Y-axis sine-sweep test setup

### 2.3 강성 및 감쇠 추정

(1) 1-DoF 시스템을 가정한 강성 및 감쇠추정 가속도 신호만을 사용하여 강성 및 감쇠를 추정하기 위해 1자유도 기초 조화운동 방정식을 이용하였다. 전달률은 식 (1)과 같다. 여기서  $m$ 은 정유면체의

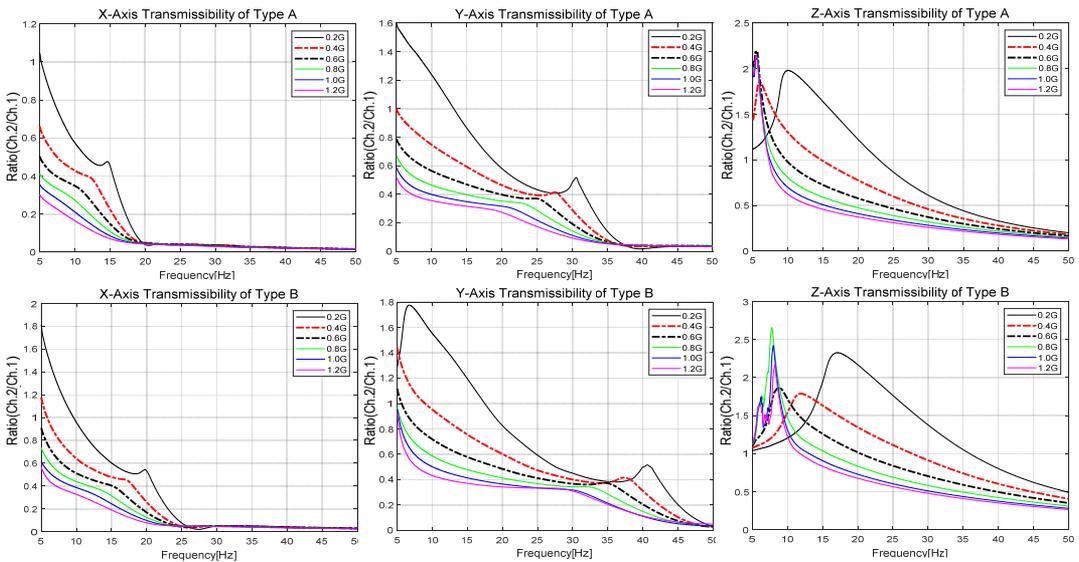


Fig. 3 X-Y-Z axis transmissibility : Type A & Type B

질량,  $c$ 는 점성감쇠계수,  $k$ 는 강성을 의미한다.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \tag{1}$$

여기서,  $x(t)$ 는 상부질량의 변위,  $y(t)$ 는 기초의 변위를 의미한다. 정현파 가진 시 각 변위는 식 (2)와 같다.

$$x(t) = Xe^{i(\omega t - \phi)}, \quad y(t) = Ye^{i\omega t} \tag{2}$$

여기서  $X$ 는 상부질량의 변위 진폭,  $Y$ 는 기초의 변위 진폭을 의미한다.  $\phi$ 는 기초 변위와 상부질량 변위의 위상차이며, 정현파 스위프를 통해 각 변위와 위상차를 구할 수 있다. 각 신호가 식 (2)와 같이 정현파라면 가속도 항에서 구한 위상  $\phi$ 도 변위에서 구한 결과와 동일하므로 가속도계를 통해 구한 위상  $\phi$ 를 강성 추정에 사용한다.

식 (2)에서  $x(t)$ 와  $y(t)$ 의 차이를  $z(t)$ 라 두고 정현파라 가정하면 식 (3)과 같다.

$$Ze^{i(\omega t - \theta)} = x(t) - y(t) \tag{3}$$

여기서  $Z$ 는 상대좌표의 변위 진폭,  $\theta$ 는 기초변위  $y(t)$ 와 상대변위  $z(t)$ 의 위상차를 의미한다.

식 (2)를 식 (3)에 대입하여 시간 항을 소거하여 정리하면 식 (4)와 같다.

$$Ze^{-i\theta} = Xe^{-i\phi} - Y \tag{4}$$

상대좌표  $z(t)$ 를 사용하여 1자유도 기초 조화운동

방정식 식 (1)을 정리하고, 시간항을 소거하여 정리하면 식 (5)와 같다.

$$(k - m\omega^2 + i\omega c)Ze^{-i\theta} = Y\omega^2 m \tag{5}$$

여기서 오일러 정리를 사용하여  $e^{-i\theta}$ 를 실수부와 허수부를 분리하여 행렬로 정리한뒤 강성  $k$  및 점성감쇠 항  $c\omega$ 를 구하면 식(6), (7)과 같다.

$$k = \frac{Y}{Z}m\omega^2 \cos\theta + m\omega^2 \tag{6}$$

$$c\omega = \frac{Y}{Z}\omega^2 m \sin\theta \tag{7}$$

따라서 스위프시험을 통해 구한 가속도 진폭을 정현파라 가정한 후 변위 진폭을 계산하여  $X, Y$ 에 대입하고 시험에서 구한 위상  $\phi$ 를 식 (4)에 대입하면 상대변위 진폭과 위상  $Z, \theta$ 를 구할 수 있고 이를 식 (6), (7)에 대입하면 주파수별 강성과 점성감쇠 항을 구할 수 있다.

### 3. 단축 시험 결과 분석

#### 3.1 강성 및 감쇠 추정 결과

##### (1) Type A 강성 및 감쇠 추정 결과

2.2절에서 구한 식 (3), (4)를 사용하고, 1자유도계에 대해 검증된 코드를 사용하여 시스템의 강성과 점

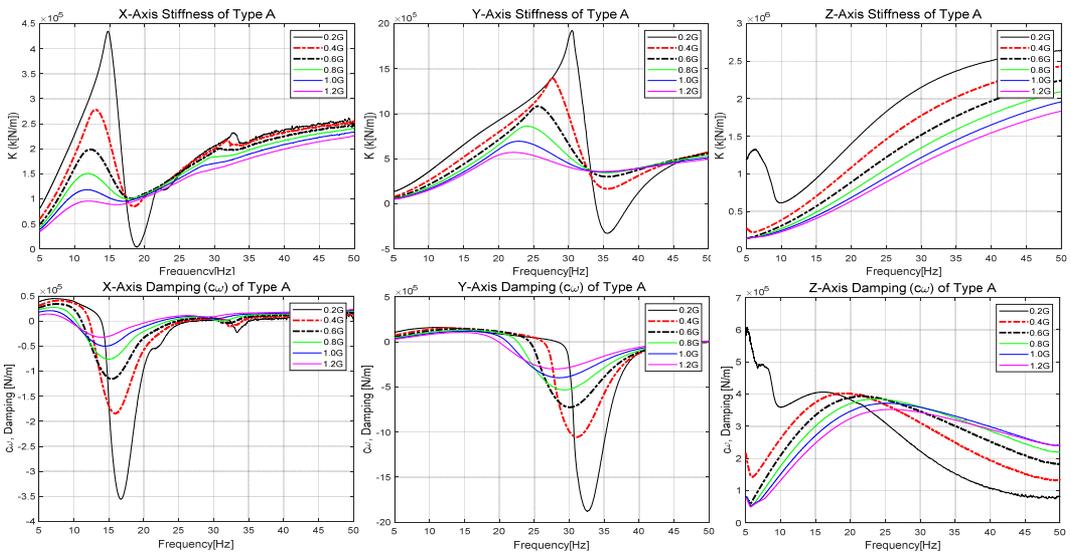


Fig.4 X-Y-Z axis stiffness & damping : Type A

성감쇠 항을 구하였다. 바닥가속도가 증가함에 따라 전체적으로 강성은 감소한다. 바닥 가속도가 낮은 가속도일 경우 강성의 변화가 급격히 나타났고 높은 가속도의 경우 비교적 완만한 곡선의 모양을 보였다. 주파수가 높아질수록 강성이 증가하는 모습을 보여주지만, 바닥가속도가 큰 경우 강성의 변화 폭이 크지 않다. Type B의 경우도 비슷한 특성을 지니고 있고 전달률 변화 경향과 유사하므로 이 논문에서는 기술하지 않았다.

점성감쇠 항의 경우도 바닥가속도가 증가함에 따라 그 변화의 폭이 줄어드는 경향을 볼 수 있다. 크기의 경향은 주파수마다 다르나, 연속적인 형태로 변화한다. 따라서 Fig. 4의 그래프를 3차원으로 표현하면 곡면의 형태를 띠게 되고, 각 특성이 주파수와 외력의 크기와 연관되어 있다. 이는 점탄성 물질의 저장탄성계수와 손실탄성계수가 주파수와 진폭에 의존적인 것과 유사하며, 와이어로프 마운트의 히스테리시스 및 비선형 특성에 기인한 것으로 보인다.

각 수평축 실험 결과에서 강성 및 점성감쇠 항은 음의 값이 도출되는데, 수평으로 시험할 경우 바닥 테이블이 운동하면 질량의 중심축을 기준으로 회전력이 발생되고, 그에 따라 회전운동 가속도가 도출된다. 이는 Fig. 3에서 X, Y축 전달률이 떨어지다가 살짝 커지는 현상을 통해 간접적으로 확인할 수 있고, 시편의 끝단부에 센서를 붙여 신호를 받아 확인하였다. 상부질량이 회전하면 상단부의 센서에서도 질량중심 점과의 거리로 인해 운동이 발생하는 현상으로 추정되며, 1-DoF 모델 사용에 따른 한계점으로 보인다.

이 논문에서 제시하는 강성과 점성감쇠 항은 4개의 마운트를 1자유도 단일 마운트로 두고 계산된 값이다. 다만 회전 영향까지도 모두 고려한 이유는 1자유도계

로 모델링된 값을 실제 해석에 적용하기 위해서는 각 마운트점을 강체로 연결하여 1개의 질점에 실험에서 구한 강성과 감쇠를 대입하는 것이 실험과 매칭 되며, 각축의 강성과 감쇠를 회전에 따른 운동을 반영하여 구하는 것이 현실과 가깝기 때문이다.

동강성, 점성감쇠 항  $k[\omega]$ ,  $wc[\omega]$ 항의 주파수 관계는 특정 주파수 구간별로 1~2차 방정식 형태로 근사될 수 있는 형태이다.

### 4. 다축 내진시험

#### 4.1 다축 내진시험 방법

Fig. 5는 내진시험 시편 및 센서 설치 사진이다. 3축 내진 시험은 164 kg 직육면체 질량체를 4개의 마운트로 지지하고 바닥치구와 질량체 상단 중앙에 3축 가속도계를 설치하여 진행하였다. 마운트 시험 결과 Type A의 면진 성능이 상대적으로 우수하였기 때문에 내진시험용 마운트로 Type A를 사용하였다.

시간 영역의 지진파형은 최대 가속도 1.0 g 수준의 1 Hz ~ 50 Hz 주파수 범위를 갖는 요구응답스펙트럼 (require response spectrum)을 통해 각각 주요 가속도 성분이 수평을 기준으로 6 Hz, 11 Hz, 16 Hz인 내진시험파형을 만들어 3축 동시가진으로 6자유도 내진시험기(MTS)를 사용하여 시험을 수행하였다.

#### 4.2 다축 시험 결과

Fig. 6는 주요 가진 주파수가 6 Hz인 시험 파형으로 면진 효과가 가장 적은 시간파형이며, 단축 시험 결과와 같이 X, Y, Z 축 순으로 진동 차단 효과가 있음을 알 수 있다. 다만 Fig. 3의 Type A의 전달률은 6 Hz에서 각각 X축 0.3, Y축 0.5, Z축 2의 크기를 가지지만

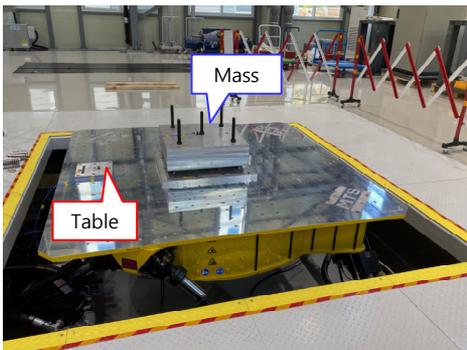


Fig. 5 3-axial seismic test of wire rope mount

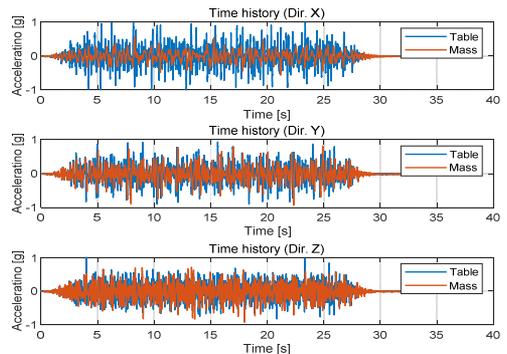


Fig. 6 Time history of 3-axial seismic test (Main : 6Hz)

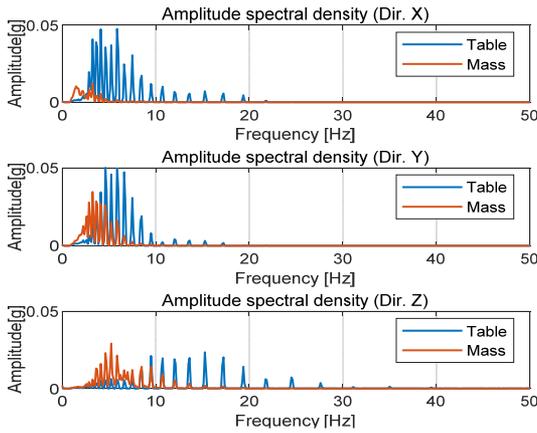


Fig. 7 X-Y-Z axis amplitude spectral density

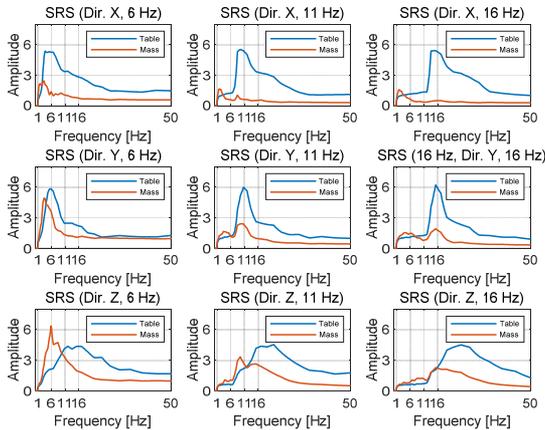


Fig. 8 X-Y-Z axis shock response spectrum by main excitation frequency (6 Hz, 11 Hz, 16 Hz)

Fig. 8의 Y, Z 축은 가속도 크기가 비슷한데, 이는 Z 축의 경우 주요 가속도 성분이 Y축보다 높고 보다 넓은 범위에서 분포하고 있기 때문이다. 이는 Fig. 7에서 Z축 가속도 신호의 주파수 성분을 통해 확인 할 수 있다.

Fig. 7은 Fig. 6의 시간 파형의 주파수 분석을 위해 ASD(amplitude spectral density)를 구한 것이다. 저주파수에서 가속도 증폭이 상대적으로 많이 발생하고, 그 증폭의 정도는 Z가 가장 크며 그다음 Y, X 순으로 크다. 4.6 Hz에서 각 가속도 정도를 비교해 보면, X축은 6%, Y축은 51% 정도로 절감되고 Z축은 431%로 증폭된다. 이는 1.2G의 단축 시험 결과가 5 Hz에서 약 X축 30%, Y축 50%, Z축 200%로 도출되는

것과 유사하며, 생성된 지진파의 최대 가속도 크기가 1.0 G인 것을 볼 때 전달률의 특성은 지진파의 최대 가속도와 상관관계가 있었다.

Fig. 8은 주요 가속도 성분이 6 Hz, 11 Hz, 16 Hz인 내진시험을 수행한 결과 바닥 및 상부가속도의 SRS(shock response spectrum)를 구해본 결과이다. 바닥 가속도의 주요 주파수 대역이 6 Hz 근처에 있을 때 상부 가속도의 6 Hz 이하의 주파수 성분이 Y, Z 축에서는 증폭되는 것을 확인 할 수 있다. 이는 각 축별 마운트의 공진에 따른 결과이다. 단축 전달률 특성 시험에서 5 Hz 이하의 결과를 볼 수 없었지만 이 시험에서는 수평 공진이 약 1 Hz, 2.5 Hz, 수직은 단축 시험 결과와 일치하는 약 5 Hz인 것을 알 수 있다. 따라서 주요 주파수 성분이 Type A의 공진주파수인 5 Hz보다 높을수록 면진 효과는 우수하다 예측할 수 있고 시험 결과는 16 Hz, 11 Hz, 6 Hz 순으로 우수하였다. 따라서 특정 위치에서 지진파형의 주요 주파수 성분보다 면진장치의 고유진동수가 낮게 설계되어야 한다.

### 5. 결 론

이 논문에서는 와이어로프 타입 마운트의 주파수별 강성과 감쇠를 추출하였다. 추출 결과 마운트가 노출되는 가속도 및 주파수 별로 다른 강성 및 감쇠 특성을 보유하고 있었다. X, Y, Z 축 순으로 전달률 특성이 우수하였고, 가진 가속도가 커지면 주파수 전 영역에서 전달률이 줄어들고, 전달률로 계산된 강성도 감소한다. 이는 와이어 마운트가 가지는 비선형적 특성으로 히스테리시스 효과에 기인하는 것으로 추측된다. 따라서 마운트 설치 시 노출 가속도를 사전에 고려하여야 하며 면진 장치로 활용하기 위해서는 바닥 가속도의 주요 주파수 성분이 와이어 마운트의 절연 효과가 발생하는 주파수 이상이어야 한다.

이 논문에서 시험 된 와이어 마운트의 주파수와 동강성, 점성감쇠 항  $k[\omega]$ ,  $\omega c[\omega]$ 의 관계는 부드러운 곡선형태로 각 가속도 별로 1차~2차 방정식으로 근사화 가능하다. 또한 단축시험기를 사용하고, 지진 바닥가속도의 최대값보다 큰 가속도를 사용하여 마운트의 축별 전달률을 구하면 3축 내진시험의 특성과 유사하므로 단축진동시험기를 통해 사전시험을 수행한다면 연구 개발 비용을 절감할 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

이 논문은 한국기계연구원의 2020년도 주요사업 (과제번호: NK228C)의 지원을 통해 수행되었음을 밝힙니다.

## References

(1) Shin, Y. H., Lee, J. H., Jung, B. C. and Moon, S. J., 2020, Design of Passive Vibration Isolation Element by Wire Mesh Material for Developing a Hybrid Mount, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 1, pp. 75~81.

(2) Kim, T. Y., Shin, Y. H., Moon, S. J., Jung, B. C. and Lee, T. J., 2016, Elastic Modulus Extraction of Wire Mesh for Vibration Mount Development, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 26, No. 7, pp. 806~813.

(3) Moon, S. J., Shin, Y. H., Chung, J. H. and Song, C. K., 2014, Experimental Review on Dynamic

Characteristics of the Commercial Mounts for Vibration Reduction, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 24, No. 9, pp. 687~694.

(4) Moon, S. J., Kim, H. S., Chung, T. Y., Lee, D. H. and Hwang, J. Y., 2010, A Study on the Experimental Dynamic Identification of Cylindrical Oil Dampers in the Wide Frequency Range, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 20, No. 6, pp. 528~536.

(5) Höfer, P. and Lion, A., 2009. Modelling of Frequency-and Amplitude-dependent Material Properties of Filler-reinforced Rubber, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Vol. 57 No. 3, pp. 500~520.



**Seunghoon Bae** received B.S., M.S. and Ph.D. degrees from Sch. of Mech. Eng. at Pusan National University in 2009, 2011 and 2016 respectively. He is currently working at the KIMM Busan Machinery Research Center from 2016. His research interests include vibration damping, vibration&seismic testing and FEM.

# 전달행렬법을 이용한 집중 질량 진자형 원심진자 흡진기 검토

## Investigation of the Point-Mass Pendulum Centrifugal Pendulum Absorber Using Transfer Matrix Method

곽 규 빈\* · 이 형 일†  
Gyubin Kwak\* and Hyeong-ill Lee†

(Received November 9, 2020 ; Revised December 31, 2020 ; Accepted January 7, 2021)

**Key Words :** Transfer Matrix(전달행렬), Centrifugal Pendulum Absorber(원심진자흡진기), Vibration Isolator(진동절연기), Accelerance(가속도 주파수 응답 함수), Dynamic Characteristics(동특성)

### ABSTRACT

The transfer matrix for a simple centrifugal pendulum absorber (CPA) is defined using the vector-type four-pole parameter method. The matrix is validated by comparing the angular accelerance of the absorber obtained by the transfer-matrix method (TMM) adopting derived matrix with the angular accelerance from the traditional method using inertia, stiffness, and damping matrices. Then, TMM is used to calculate the angular displacement transmissibility of a base excited 2-degree-of-freedom system. The optimal configuration of the CPA is investigated using the transfer matrix derived in the first step. The displacement transmissibility of the system modified by the CPA is compared with that of the original system to determine the effect of the CPA. Finally, the displacement transmissibility of a system modified by the CPA is compared with that of the system using a classical dynamic absorber. The results indicate that the transfer matrix introduced in this study can be utilized to investigate the performance of the given CPA and determine the optimal configuration of the CPA for the given requirements.

### 1. 서 론

회전 진동 시스템에서 각 요소 사이의 진동을 저감하기 위한 여러 가지 연구가 진행되어 왔으며 여러 가지 방법과 시스템(흡진기, 진동 절연기 등)이 소개되었다. 특히 이러한 방법 중 하나는 진자의 원심력을 이용해 회전 속도에 비례하는 주파수(목표 차수)에서 저감효과를 가지는 원심진자 흡진기(centrifugal

pendulum absorber; CPA)가 있다. Taylor, E. S.<sup>(1)</sup>는 CPA 시스템을 항공기용 방사형 엔진에 적용하여 효율성을 검증하였고, Denmant, H. H.<sup>(2)</sup>의 연구에서는 진자의 경로에 따른 흡진기의 효율성을 검증하였다. Shi, C. et al.<sup>(3)</sup>의 연구에서 CPA의 동적 특성과 안정성을 연구하였다. Wedin, A.<sup>(4)</sup>는 다양한 형태의 CPA 시스템에 대하여 운동방정식을 유도하고 각각의 동적 특성을 연구하였다.

복잡한 시스템을 해석할 때는 많은 방법이 있지만

† Corresponding Author ; Member, School of Automotive Engineering, Kyungpook National University, Professor  
E-mail : hilee@knu.ac.kr

\* Member, School of Automotive Engineering, Kyungpook National University, Student

‡ Recommended by Editor Young Cheol Huh

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

그 중 하나의 방법은 전체 시스템을 하위 구성 요소들로 나누고 각각의 특성을 정의한 뒤 이들을 이용하여 전체의 시스템 특성을 파악하는 방법이다. 하위 구성요소의 특성을 정의할 때 입력과 출력 사이의 관계를 주파수 함수로 정의하는 방법이 4단정수법이다. 이러한 접근 방법은 전체 시스템의 전달 행렬을 하위 요소들의 전달행렬의 단순한 곱으로 나타낼 수 있다는 장점이 있다<sup>(5-7)</sup>.

이 연구에서는 단순한 형태의 원심진자 흡진기에 대한 전달행렬을 유도한다. 이렇게 정의된 전달행렬의 타당성을 검증하기 위해 CPA 시스템이 포함된 간단한 시스템의 응답 특성을 유도된 전달행렬을 이용해 계산하고 이를 전통적인 방법으로 구한 응답특성과 비교하였다. 다음으로 3 자유도 회전 진동 시스템의 진동을 저감하기 위한 CPA의 최적 제원을 설계하고 이를 시스템에 적용했을 때 나타나는 각 변위 전달률 저감 효과를 확인한다. 마지막으로 목표 주파수에 진동 저감을 목적으로 한 기존의 동흡진기를 적용한 시스템의 응답특성을 전달행렬로 응답 특성을 구하고 CPA의 응답 특성과 비교하여 효율성을 검증한다.

**2. 원심진자 흡진기(CPA)**

이전 연구에서 보는 바와 같이, 원심진자 흡진기는 항공기용 엔진, 자동차 엔진 및 구동계 등 다양한 회전 시스템에 사용된다. 다음 Fig. 1은 자동차 구동계에 이중 질량 플라이휠(dual mass flywheel; DMF)과 CPA를 부착하여 회전 진동 전달률을 감소시키는 구조의 예이다<sup>(4)</sup>. 원심진자 흡진기는 일반적인 동흡진기와 다르게 진동을 저감하는 목표주파수가 시스템 회전 속도에 특정한 비율(차수-order)로 비례하는 특성을 가지며, 따라서 시스템의 전체 회

전 속도 영역에서 해당 차수의 진동 전달률을 감소시킬 수 있다.

**2.1 CPA의 운동방정식**

CPA의 운동방정식은 lagrange equation을 이용하여 유도할 수 있다. Fig. 2에서 CPA의 운동 에너지를 나타내면 식 (1)과 같다.

$$T = \frac{1}{2}m|v|^2 + \frac{1}{2}J\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}I(\dot{\theta} + \dot{\phi})^2 \tag{1}$$

여기서  $v$ 는 흡진기의 속도를 나타내고  $J$ 와  $I$ 는 각각 로터와 원심진자 흡진기의 질량관성모멘트이며  $\theta$ 와  $\phi$ 는 각각 로터와 원심진자 흡진기의 회전각도이다.

Fig. 2의 수직 하방으로 중력이 작용하고 그 영향이 원심력에 비해 무시할 수 없을 정도로 크다고 가정하면 CPA의 위치 에너지는 식 (2)와 같다<sup>(4)</sup>.

$$V = mg\{R\sin(\theta) + r\sin(\theta + \phi)\} \tag{2}$$

Fig. 2에서 진자(pendulum)가 로터와 연결된 지점을 피벗(pivot)이라고 한다.  $R$ 은 로터의 중심과 피벗까지의 거리이고  $r$ 은 피벗에서 진자까지의 거리이다. 피벗과 진자의 좌표를 식으로 나타내면 식 (3)과 같다<sup>(4)</sup>.

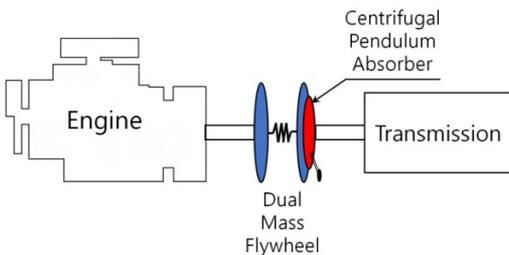
$$x_1 = R\cos(\theta) \tag{3a}$$

$$y_1 = R\sin(\theta) \tag{3b}$$

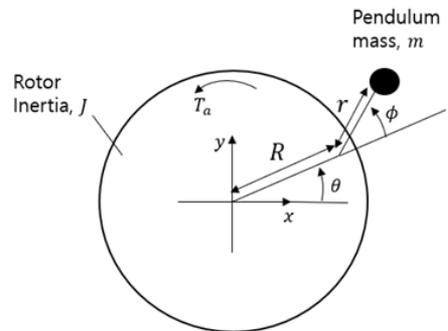
$$x_2 = R\cos(\theta) + r\cos(\theta + \phi) \tag{3c}$$

$$y_2 = R\sin(\theta) + r\sin(\theta + \phi) \tag{3d}$$

$x_2$ 와  $y_2$ 를 시간에 대해 미분하여 흡진기 진자의 속도를 구하면 식 (4)와 같다<sup>(4)</sup>.



**Fig. 1** Simple sketch of a modern powertrain with CPAs attached to the DMF on the gearbox side



**Fig. 2** Free body diagram of the simple type CPA unit with circular path

$$\dot{x}_2 = -R\dot{\theta}\sin(\theta) - r(\dot{\theta} + \dot{\phi})\sin(\theta + \phi) \tag{4a}$$

$$\dot{y}_2 = R\dot{\theta}\cos(\theta) + r(\dot{\theta} + \dot{\phi})\cos(\theta + \phi) \tag{4b}$$

진자의 속도 크기(속력) 및 그 제곱은 식 (5), (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$|v| = \sqrt{\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2} \tag{5}$$

$$|v|^2 = 2r(R\cos(\phi) + r)\dot{\theta}\dot{\phi} + (R^2 + r^2 + 2Rr\cos(\phi))\dot{\theta}^2 + r^2\dot{\phi}^2 \tag{6}$$

이전 연구<sup>(3,4)</sup>에서 알 수 있는 바와 같이, 단순 집중 질량 진자형 원심진자 흡진기는 Arm의 질량 관성 모멘트는 무시할 수 있다고 가정하고 이와 같은 가정에 따르면 CPA의 질량 관성 모멘트는 CPA의 질량  $m$ 과 레버길이  $r$ 을 통해 식 (7)과 같이 구할 수 있다.

$$I = mr^2 \tag{7}$$

식 (6)을 식 (1)에 대입하여 운동에너지를 계산하면 식 (8)과 같다<sup>(4)</sup>.

$$T = \frac{1}{2}(\dot{\theta}^2 + mr^2(\dot{\theta} + \dot{\phi})^2) + \frac{1}{2}m[(R\dot{\theta}\cos(\theta) + r(\dot{\theta} + \dot{\phi})\cos(\theta + \phi))^2] + \frac{1}{2}m[(R\dot{\theta}\sin(\theta) + r(\dot{\theta} + \dot{\phi})\sin(\theta + \phi))^2] \tag{8}$$

식 (8)에 주어진 운동에너지와 식 (2)에 주어진 위치에너지를 이용하여 원심진자 흡진기의 Lagrange equation을 나타내면 식 (9)와 같다<sup>(4)</sup>.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = 0 \tag{9a}$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\phi}}\right) - \frac{\partial L}{\partial \phi} = 0 \tag{9b}$$

$$L = T - V \tag{9c}$$

CPA의 원심력에 비해 중력을 무시할 수 있다고 가정하고 위 식을 전개하여 정리하면 식 (10)과 같다<sup>(4)</sup>.

$$[J + m(R+r)^2]\ddot{\theta} + mr(R+r)\ddot{\phi} = 0 \tag{10a}$$

$$mr(R+r)\ddot{\theta} + mr^2\ddot{\phi} + mRr\Omega^2\phi = 0 \tag{10b}$$

이 식에서  $\Omega$ 는 시스템의 정상 회전속도를 의미한다.

식 (10b)를  $mr^2$ 로 나누어 정리하면 식 (11)과 같다.

$$\ddot{\phi} + \left(\frac{R\Omega^2}{r}\right)\phi = -\frac{(R+r)}{r}\ddot{\theta} \tag{11}$$

식 (11)를 통해 원심진자의 고유진동수를 구하면 식 (12)와 같다<sup>(4)</sup>.

$$\omega_n = \Omega\sqrt{\frac{R}{r}} \tag{12}$$

식 (12)를 통해 원심진자는 회전속도에 비례하는 고유진동수를 가지며 그 비율은  $\sqrt{R/r}$  ( $=n$ )이 됨을 알 수 있다. 이를 공진 조율 오더라 하고 CPA 시스템은 일반적으로 전체 시스템의 정상상태 회전수로 정의되는 명목회전수  $\Omega$ 의  $n$ 차 오더 회전진동에 대해 저감효과를 나타낸다<sup>(4)</sup>.

### 3. CPA의 전달행렬

#### 3.1 CPA 전달행렬의 유도

Fig. 2에 설명된 단순 집중 질량 진자형 CPA의 개략도가 Fig. 3에 주어져 있다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 이 시스템은 주 시스템의 회전 중심에서 반경 방향으로  $R$ 만큼 떨어진 위치의 피벗을 회전 중심으로 하는 반경  $r$ 의 단순 진자로 구성된다.

이 시스템에 가해지는 입력 torque와 그에 따른 입력 각속도는 식 (13), (14)와 같은 조화 함수 형태의 torque라고 가정한다.

$$T(t) = T + T_i(t) \tag{13a}$$

$$T_i(t) = |T_i| \sin(\omega t) \tag{13b}$$

$$\Omega(t) = \Omega + \Omega_i(t) \tag{14a}$$

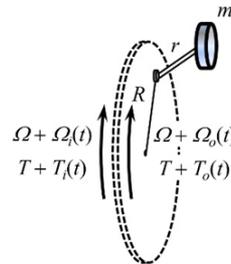


Fig. 3 Schematics of a simple centrifugal pendulum absorber

$$\Omega_i(t) = |\Omega_i| \sin(\omega t + \phi_i) \tag{14b}$$

선형 시스템으로 가정하면  $T_0(t)$ 와  $\Omega_0(t)$ 도 동일한 각진동수( $\omega$ )를 가진 조화 함수로 표시된다.

이전 연구에서 유성기어형 반공진 절연기 운동방정식을 유도했던 방법을 참고하여 CPA가 부착된 디스크의 입력 토크 및 각속도와 출력 토크 및 각속도의 관계를 분석하면 CPA에 의해 바뀐 전달행렬을 유도할 수 있다<sup>(7)</sup>.

$$\Gamma_{pen} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{pen} & (\alpha_{12})_{pen} \\ (\alpha_{21})_{pen} & (\alpha_{22})_{pen} \end{bmatrix} \tag{15a}$$

$$(\alpha_{11})_{pen} = \frac{1+B}{B} \tag{15b}$$

$$(\alpha_{12})_{pen} = 0 \tag{15c}$$

$$(\alpha_{21})_{pen} = \frac{1}{i\omega m R^2 B(1+B)} \tag{15d}$$

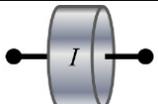
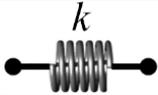
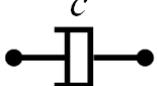
$$(\alpha_{22})_{pen} = \frac{B}{1+B} \tag{15e}$$

식 (15)에서  $B$ 는  $R$ 과  $r$ 의 비로  $r/R$ 이다.

Table 1에서 정의된 전달행렬을 통해서 CPA 시스템의 전달행렬을 유도할 수 있다. Fig. 3에 설명되어 있는 시스템은 원심진자와 등가의 스프링 감쇠기가 직렬로 연결된 시스템으로 모델링할 수 있다. 따라서 원심진자와 스프링 감쇠기 전달행렬을 조합하여 식 (16)과 같이 구할 수 있다.

$$\Gamma_{cpa} = \Gamma_{pen} \Gamma_k \tag{16a}$$

**Table 1** Transfer matrices for the basic vibration elements

| Element | Symbol  | Transfer matrix [G]  |
|---------|---|--|
| Inertia |  | $\begin{bmatrix} 1 & i\omega I \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$         |
| Spring  |  | $\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k} & 1 \end{bmatrix}$ |
| Damper  |  | $\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{1}{c} & 1 \end{bmatrix}$       |

$$\Gamma_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{cpa} + i\omega c_{cpa}} & 1 \end{bmatrix} \tag{16b}$$

식 (16)에서  $k_{cpa}$ 와  $c_{cpa}$ 는 CPA의 강성과 감쇠를 나타낸다.  $k_{cpa}$ 의 값은 CPA의 강성 값으로  $mRr\Omega^2$ 이고  $c_{cpa}$ 는 CPA 점성 감쇠계수 값으로 Rayleigh 감쇠를 이용하여 구하였다. CPA 점성 감쇠계수 값으로 Rayleigh 감쇠를 이용하여 구하였다.

이를 통해 얻어진 전달행렬과 입출력 토크 사이의 관계를 나타내면 식 (17)과 같다.

$$\begin{bmatrix} T_i \\ \Omega_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{cpa} & (\alpha_{12})_{cpa} \\ (\alpha_{21})_{cpa} & (\alpha_{22})_{cpa} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_0 \\ \Omega_0 \end{bmatrix} \tag{17}$$

따라서 입력 토크와 출력 각속도 사이의 관계는 식 (18)로 나타낼 수 있다.

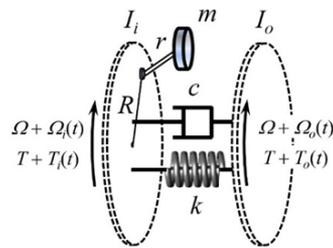
$$T_i = (\alpha_{12})_{cpa} \Omega_0 \Big|_{T_0=0} \tag{18a}$$

$$(i\omega) \frac{\Omega_0}{T_i} = \frac{i\omega}{(\alpha_{12})_{cpa}} \Big|_{T_0=0} \tag{18b}$$

### 3.2 전달행렬의 검증

위에서 유도한 전달행렬을 통해 구한 응답 특성과 전통적인 방법으로 구한 응답 특성을 구하여 전달행렬의 타당성을 검증한다. 검증할 시스템은 Fig. 4와 같다.

이 시스템은 관성 모멘트를 무시할 수 있는 두 개의 디스크로 이루어져 있고 사이에 스프링 감쇠기가 있고 입력 측 디스크에는 원심진자 흡진기가 부착되어 있다. 그리고 입력 측 디스크에  $T+T_i(t)$ 의 토크가 가해진다. 여기서  $T$ 는 명목토크이며  $T_i(t)$ 는 식 (13b)에 주어진 변동 토크이다. 이 변동 토크의 각진동수  $\omega$ 는 명목 회전수  $\Omega$ 의 2배에 해당한다고 가정한다.  $I_i$ 의 각도를  $\theta_i$ ,  $I_0$ 의 각도는  $\theta_0$ , CPA의 각도는  $\phi$ 로 하였다.



**Fig. 4** Mechanical model of the validation system

시스템의 제원은 Table 2와 같다. 순순하게 흡진기와 스프링 감쇠기의 특성을 파악하기 위하여 두 디스크의 관성은 무시할 수 있다고 가정하였다. 또한, CPA의 효과 범위를 고려하여  $m$ 은 1 kg으로 선정하였으며 변동 토크의 각진동수( $\omega$ )를 고려하여  $R$ 과  $r$ 을 Table 2와 같이 각각 0.16 m와 0.04 m로 설정하였다. 시스템 강성은 3.1절에 주어진  $mRr\Omega^2$ 을 이용하여, 또한 감쇠는 Rayleigh 댐핑 가정에 따라서 식 (19)로 정의할 수 있다. 이 연구에서  $a$ 와  $b$ 는 각각 0.02 및 0.0005로 가정하였다.

$$c_{cpa} = \alpha(mr^2) + \beta(mRr\Omega^2) \tag{19}$$

식 (10a), (10b)에 주어진 운동방정식에 스프링과 감쇠기 관성을 추가하여 운동방정식을 세우면 식 (20)과 같다.

$$[I_i + m(R+r)^2]\ddot{\theta}_i + mr(R+r)\ddot{\phi} + k(\theta_i - \theta_0) = 0 \tag{20a}$$

$$mr(R+r)\ddot{\theta}_i + mr^2\ddot{\phi} + mRr\Omega^2\phi = 0 \tag{20b}$$

$$I_0\ddot{\theta}_0 - k(\theta_i - \theta_0) = 0 \tag{20c}$$

식 (20)의 운동방정식을 관성, 강성 행렬로 정리하고 Rayleigh 댐핑을 사용하여 감쇠 행렬을 구하면 식 (21)과 같다.

$$I = \begin{bmatrix} I_i + m(R+r)^2 & mr(R+r) & 0 \\ mr(R+r) & mr^2 & 0 \\ 0 & 0 & I_0 \end{bmatrix} \tag{21a}$$

$$K = \begin{bmatrix} k & 0 & -k \\ 0 & mRr\Omega^2 & 0 \\ -k & 0 & k \end{bmatrix} \tag{21b}$$

$$[C] = \alpha[I] + \beta[K] \tag{21c}$$

이 시스템에 조화 함수 형태의 토크가 가해지면 시스템의 각 가속도 응답은 식 (22)로 구할 수 있다.

$$\{\ddot{\theta}\} = -\omega^2(-\omega^2\{I\} + i\omega\{C\} + \{K\})^{-1}\{T\} \tag{22}$$

식 (22)에서  $\Theta$ 는 입출력 응답 벡터로  $[\theta_i, \phi, \theta_0]^T$ 이고  $\omega$ 는 입력 토크의 주파수,  $\{T\} = [T\ 0\ 0]^T$ 는 입력 토크 벡터이다.

Fig. 4와 같이 두 디스크 사이에 스프링 감쇠기가 직렬로 연결되어 있고 원심진자 흡진기는 스프링 감

**Table 2** Parameter of CPA system

| Description  |                         | Unit              | Value            |        |
|--------------|-------------------------|-------------------|------------------|--------|
| Input/output | Input disc              | Inertia ( $I_i$ ) | kgm <sup>2</sup> | -      |
|              | Output disc             | Inertia ( $I_0$ ) | kgm <sup>2</sup> | -      |
|              |                         | Spring ( $k$ )    | Nm/rad           | 4664.4 |
|              |                         | Damper ( $c$ )    | Nm/rad           | 2.33   |
| CPA system   | Pendulum                | Mass              | kg               | 1      |
|              |                         | Length ( $R$ )    | m                | 0.16   |
|              |                         | Length ( $r$ )    | m                | 0.04   |
| Arm          | Stiffness ( $k_{cpa}$ ) | Nm/rad            | 157.91           |        |
|              | Damping ( $c_{cpa}$ )   | Nms/rad           | 0.079            |        |

쇠기와 병렬로 연결되어 있지만  $I_0$ 디스크에는 연결되어 있지 않는 모델이다. 이를 전체 전달행렬  $\Gamma_{14}$ 로 나타내면 식 (23)과 같다.

$$\begin{Bmatrix} T_i \\ \Omega_i \end{Bmatrix} = \Gamma_{14} \begin{Bmatrix} T_0 \\ \Omega_0 \end{Bmatrix} = \Gamma_{12}\Gamma_{23}\Gamma_{34} \begin{Bmatrix} T_0 \\ \Omega_0 \end{Bmatrix} \tag{23a}$$

$$\Gamma_{12} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega I_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{23b}$$

$$\Gamma_{34} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega I_0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{23c}$$

$\Gamma_{12}$ 와  $\Gamma_{34}$ 는 Table 1에 설명되어 있는 Inertia의 전달행렬 부분이다. Fig. 4에서 보았듯이 두 디스크  $I_i$ 와  $I_0$ 사이를 스프링과 감쇠기가 연결하고 있고 첫 번째 디스크에 CPA가 부착되어  $\Gamma_{23}$ 를 구할 때에는 CPA와 스프링 감쇠기가 병렬로 연결되어 있는 구조로 해석하여야 한다. 이를 전달행렬의 driving-impedance를 이용하여 구해보면 식 (24)와 같다<sup>(5)</sup>.

$$\Gamma_{23} = \begin{bmatrix} 1 & Z_{cpa} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k+i\omega c} & 1 \end{bmatrix} \tag{24a}$$

$$Z_{cpa} = \Gamma_{cpa}(1,1)/\Gamma_{cpa}(2,1) \tag{24b}$$

이 시스템의 명목회전수  $\Omega$ 는 1500 r/min으로 25 Hz로 가정하였다. 이 공진 조율 오더는  $n = \sqrt{R/r}$ 이므로 이 시스템에선 2가 된다. 따라서 원심진자 흡진기는 2차 공진 오더 성분인 2에서 효과가 나타나게 된다.

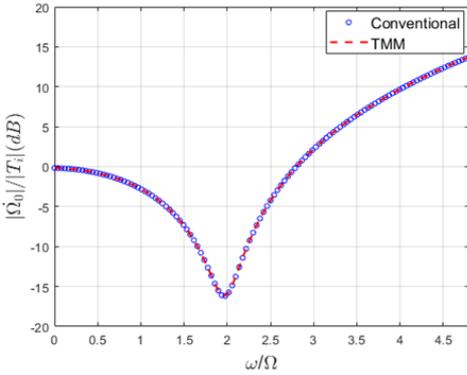


Fig. 5  $\dot{\Omega}_o/T_i$  of the validation system

위와 같이 유도된 전달행렬을 적용한 전달행렬법과 전통적인 방법을 통해 구한 출력 측의 각속도와 입력 토크의 비  $\dot{\Omega}_o/T_i$ 를 비교하면 Fig. 5와 같다.

Fig. 5에서 알 수 있는 바와 같이 2차 오더 부근에서 우수한 진동 저감 효과를 나타내고 있다. 그리고 전통적인 방법의 응답과 비교했을 때 원심진자 흡진기를 포함한 시스템 전달행렬의 타당성이 검증되었다고 할 수 있다.

#### 4. 제안된 전달행렬의 적용

4장에서는 원심진자 흡진기를 대상 시스템에 적용시켜 각 변위 전달률 저감 효과를 비교함으로써 유도된 행렬의 타당성과 적용 가능성을 확인한다. 앞장에서 유도된 전달행렬을 이용하여 시스템의 응답 특성을 파악하고 원래 시스템의 응답 특성과 비교하여 파악된 원심진자 흡진기의 효과를 이론적인 기대 효과와 비교하여 검증한다. 또한 목표 주파수에서의 최적의 효과를 얻기 위한 제원을 전달행렬법을 이용하여 검토한다.

##### 4.1 대상 시스템

이 연구에 사용된 회전진동 시스템은 Fig. 6에 나와 있다. 이 시스템은 이전 연구<sup>(7)</sup>에서 실제 회전 시스템을 단순화한 모델로 관성 모멘트를 무시할 수 있는 기저에 연결된 2자유도 시스템이며 시스템의 제원은 Table 3에 설명되어 있다. 또한 기저에 가해지는 각속도는 식 (14b)와 같이 표현되며 명목 회전수  $\Omega$ 는 1500 r/min이고 또한 기저에 가해지는 변위 입력의 각진동수  $\omega$ 는  $\Omega$ 와 같다. 다시 말해서 입력측 회전 속도는 1회전당 한

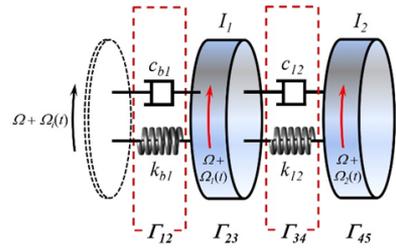


Fig. 6 Simple mechanical model of the target system for the CPA system

Table 3 Parameters of target system

|       | Inertia [kgm <sup>2</sup> ] | Spring [Nm/rad] |      | Damper [Nms/rad] |       |
|-------|-----------------------------|-----------------|------|------------------|-------|
| $I_1$ | 0.1                         | $k_{b1}$        | 2000 | $c_{b1}$         | 0.566 |
| $I_2$ | 0.4                         | $k_{12}$        | 550  | $c_{12}$         | 0.593 |

번씩 조화함수 형태로 변동한다고 가정한다.

이 시스템에서 전달행렬을 구하기 위해서는 각 부분에 대한 전달행렬을 구하고 이를 순서에 따라 곱하여 구할 수 있다.

$$\Gamma_{15} = \Gamma_{12}\Gamma_{23}\Gamma_{34}\Gamma_{45} \tag{25a}$$

$$\Gamma_{(2i)(2i+1)} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega I_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad i = 1, 2 \tag{25b}$$

$$\Gamma_{12} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{b1} + i\omega c_{b1}} & 1 \end{bmatrix} \tag{25c}$$

$$\Gamma_{34} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{12} + i\omega c_{12}} & 1 \end{bmatrix} \tag{25d}$$

식 (25)의 전달행렬을 이용하여  $\Omega$ 를 1500 r/min에 고정된 상태에서  $\omega$ 를 변경했을 경우  $I_2$ 에서 나타나는 진동 변위 전달률을 구해보면 Fig. 7과 같이 나타난다. Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이 변위 전달률은 5 Hz와 25 Hz 부근에 peak를 가진다. 앞에서 언급한 바와 같이 이 시스템의 기저를 통한 입력 각속도의 각진동수( $\omega$ )는 시스템의 명목 회전수  $\Omega$ 와 같으므로  $\omega$ 와 Fig. 7의 peak 중 하나와 일치하는 경우 큰 응답이 발생하게 된다.

##### 4.2 CPA 전달행렬의 적용

이 절에서는 대상 시스템에 CPA를 적용하는 방안과 효과에 대해 검토한다. Fig. 6에 주어진 시스템에

대한 적절한 CPA를 검토하고, 이를 적용하였을 때의 진동 변위 전달률 저감 효과를 확인, 검토한다.

(1) CPA의 최적 제원

대상 시스템에 CPA를 적용한 시스템의 개략도가 Fig. 8에 주어지 있다. Fig. 8에서 알 수 있는 바와 같이 대상 시스템의 고유진동 특성을 고려하여 CPA를  $I_1$ 에 배치하였다.

시스템의 명목 회전수  $\Omega$ 가 변화하는 경우 전체적인 전달률을 감소시키기 위해서는  $\Omega$ 에 따라 변화하는 기저의 변위 가진에 대응할 수 있는 CPA를 설계하여야 하고 따라서 CPA의 공진 조율 오더를 1로 설정해야 한다. 식 (12)에 따라 CPA의 고유진동수는 평균 회전 속도와  $R$ 과  $r$ 의 비에 의해 결정된다. 시스템의 변위 가진 특성을 고려하여  $R/r$  값은 1로 하였다. 또한, 시스템 감쇠는 식 (21c)와 같이 Rayleigh damping을 이용하여 구하였다.

이를 이용하여 CPA가 포함된 3자유도의 전달행렬은 식 (25)에서 주어진 방법과 동일하게 구할 수 있

지만 CPA가 추가된 부분은 식 (24)를 구했던 방법과 동일한 전달행렬로 수정되어야 한다.

$$\Gamma_{34} = \begin{bmatrix} 1 & Z_{cpa} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{12} + i\omega c_{12}} & 1 \end{bmatrix} \tag{26a}$$

$$Z_{cpa} = \Gamma_{cpa}(1,1)/\Gamma_{cpa}(2,1) \tag{26b}$$

(2) CPA의 효과

CPA를 적용하여 개선된 시스템에서 원래 시스템과 동일하게  $\Omega$ 를 1500 r/min에 고정된 상태에서  $\omega$ 를 변경했을 경우  $I_2$ 에서 나타나는 진동 변위 전달률을 위 전달행렬을 이용하여 계산한 결과가 Fig. 9에 설명되어 있다. Fig. 9에서 보는 바와 같이, CPA의 공진 조율 오더인 1차 오더(25 Hz) 부근에서 변위 전달률이 감소된 것을 확인할 수 있다. 하지만, CPA는 목표 오더(공진 조율 오더)에 작용하는 일반 동흡진기와 동일한 역할을 하고 그 특성 상 목표 오더 주변에 부가적인 peak들을 발생시킴에 따라 0.85차와 1.5차 부근에 새로운 peak들이 발생했다.

(3) 일반 동흡진기와 성능 비교

이 항에서는 CPA를 적용한 시스템과 일반 동흡진기(dynamic absorber)를 적용한 시스템의 진동 변위 전달률 저감 효과를 전달행렬법을 이용하여 비교한다. 전통적인 동흡진기를 적용한 모델은 Fig. 10에 설명되어 있다.

Fig. 10에서 보는 바와 같이 CPA를 부착한 위치와

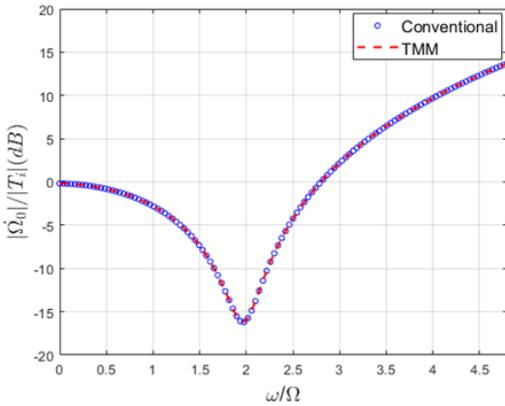


Fig. 7  $|\Omega_2|/|T_i|$  of the original system given  $\Omega=1500$  r/min obtained by TMM

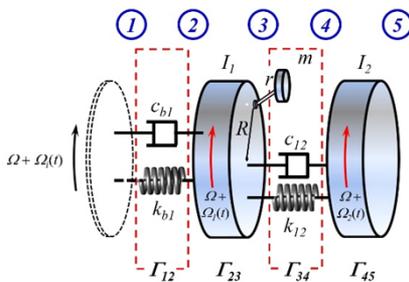


Fig. 8 Configuration of the target system with CPA

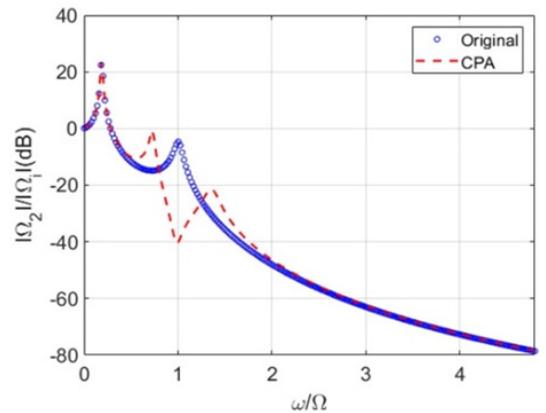


Fig. 9  $|\Omega_2|/|\Omega_i|$  of original and modified systems given  $\Omega=1500$  r/min

동일한 위치에 관성요소  $I_a$ , 스프링  $k_a$ , 감쇠기  $c_a$ 로 구성된 동흡진기 시스템이 부착되어 있는 시스템이다. 동흡진기는 목표 주파수인 1.0차(=회전속도)에 튜닝하여  $I_a$ 와  $k_a$ 를 선정하였으며  $c_a$ 는 비례감쇠를 이용하여 선정하였다. CPA를 동흡진기로 대체했으므로 전달행렬도 식 (27)과 같이 수정되어야 한다<sup>(5,7)</sup>.

$$\Gamma_{34} = \begin{bmatrix} 1 & Z_a \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{12} + i\omega c_{12}} & 1 \end{bmatrix} \quad (27a)$$

$$Z_a = \frac{i\omega I_3}{1 + i\omega I_a \left( \frac{i\omega}{k_a + i\omega c_a} \right)} \quad (27b)$$

식 (27)에서  $Z_a$ 는 동흡진기의 driving-impedance이다. 위와 같이 정의된 동흡진기의 전달행렬을 식 (25)에 대입하여 진동 변위 전달률을 구한 뒤 CPA를 적용한 시스템과 Original 시스템의 전달률과 비교한 그림이 다음 Fig. 11에 나와있다.

Fig. 11에서 알 수 있는 것과 같이 동흡진기를 적용하였을 때 CPA를 적용했을 경우와 유사하게 목표 주파수에서 변위 전달률 저감 효과를 얻을 수 있으나 0.6차와 1.4차 부근에 추가로 peak가 발생하여 오히려 변위 전달률이 증가한 것을 알 수 있다.

그리고 시스템의 회전속도에 따른 변위전달 성능 변화를 알아보기 위해 CPA와 동흡진기 체원을 그대로 유지한 채  $\Omega$ 를 50% 증가시켰을 때 진동 변위 전달률을 나타내면 Fig. 12와 같다.

이와 같이 회전수가 증대되면 CPA의 목표 주파수가 동일한 비율로 증가되어 변동 입력 각속도에 의한 진동을 저감할 수 있다. 그러나, 그림에서 알 수 있는 바와 같이 일반 동흡진기의 경우 목표 주파수가 변경

전 회전수(1500 r/min)의 1차에 고정되어 있으므로 흡진기 적용에 따라 추가된 peak로 인해 증대된  $\Omega$ 의 1차 오더의 변위 진동 전달률이 원래 시스템에 비해 증가됨을 알 수 있다.

따라서, CPA를 적용한 경우에는 회전속도가 증가 하더라도 공진 조율 오더가 유지되어 해당 주파수에서 변위전달률을 저감할 수 있으나, 동흡진기는 스프링과 질량 관성 모멘트에 따라 결정되는 하나의 목표 진동수에서만 진동저감 효과가 나타나 가진 주파수가 변동하는 경우에는 저감 효과가 감소하거나 오히려 진동을 증폭시키는 문제가 발생할 수 있음을 잘 설명하고 있다.

요약하면, 앞 장에서 유도된 전달행렬을 이용하면 CPA의 진동 저감 성능을 정확하게 예측할 수 있으며 이를 이용하여 타겟 시스템에 적절한 CPA 시스템의 체원을 파악할 수 있음을 알 수 있다.

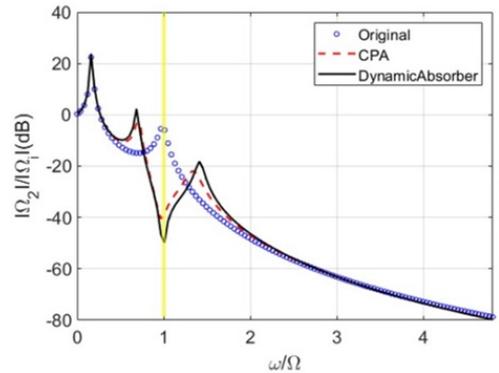


Fig. 11  $|\Omega_2|/|\Omega_1|$  of original and modified systems given  $\Omega=1500$  r/min

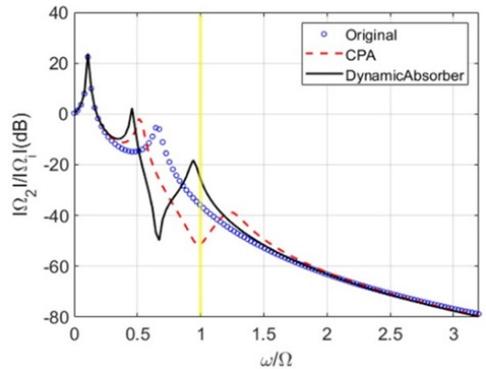


Fig. 12  $|\Omega_2|/|\Omega_1|$  of original and modified systems given  $\Omega=22550$  r/min

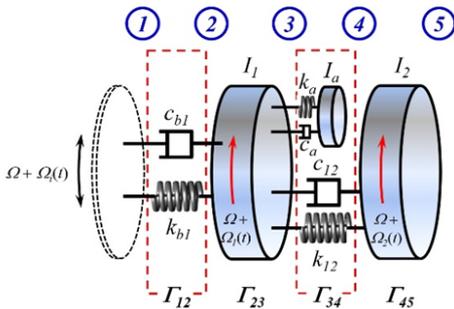


Fig. 10 Configuration of the target system with classical dynamic absorber

## 5. 결 론

이전 연구에서의 유성기어형 반공진 흡진기에 대해 유도하였던 전달행렬을 유도했던 방법을 응용하여 단순 집중 질량 진자형 CPA에 대한 전달행렬을 유도하였다. 유도된 전달행렬을 이용하여 계산한 응답 특성과 전통적인 방법으로 구한 응답 특성을 비교하여 정확도를 검증하였다.

그리고 CPA를 기저 가진 2 자유도 회전 진동 시스템에 부착하여 각 변위 전달률을 저감하는 방법을 유도된 전달행렬을 통해 확인한다. 기존 시스템에서 목표 주파수를 설정하고 이에 대한 각 변위 전달률을 저감하기 위한 최적의 CPA 제원을 검토한다. 이렇게 설계한 CPA를 대상 시스템에 적용한 후 기존의 시스템과 비교하여 CPA가 충분한 각 변위 전달률 저감 효과가 있다는 것을 확인하였다. 또한 CPA를 포함한 시스템의 전달행렬을 통해 구한 응답 특성 또한 정확히 계산된 것을 확인하였다. 마지막으로 목표 주파수를 기준으로 설계된 동흡진기를 전달행렬로 구한 각 변위 전달률과 CPA를 적용한 시스템과 비교하여 CPA의 장점을 확인하였다.

향후 연구에서는 단순진자형 CPA 외에 실제 적용되고 있는 형태의 CPA를 대상으로 전달행렬을 유도함으로써 이 연구의 실용성을 제고하고자 한다

## 후 기

이 연구는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 201R1F1A1057332).

## References

(1) Taylor, E. S., 1936, "Eliminating" Crankshaft Torsional Vibration in Radial Aircraft Engines, SAE Journal, Vol. 31, pp. 81~89.  
 (2) Denman, H. H., 1992, Tautochronic Bifilar Pendulum Torsion Absorbers for Reciprocating

Engines, Journal of Sound and Vibration, Vol. 159, No. 2, pp. 251~277.

(3) Shi, C., Parker, R. G. and Shaw, S. W., 2013, Tuning of Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers for Translational and Rotational Vibration Reduction, Mechanism and Machine Theory, Vol. 66, pp. 56~65.

(4) Wedin, A., 2011, Reduction of Vibrations in Engines using Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers, (Master's Thesis), Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.

(5) Snowdon, J. C., 1971, Mechanical Four-pole Parameters and their Application, Journal of Sound and Vibration, Vol. 15, No. 3, pp. 307~323.

(6) Yun, J. H., Kwak, G. and Lee, H., 2019, Study on Performances of the Planetary Gear Type Anti-resonant Vibration Isolator Using Transfer Matrix Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 1, pp. 98~106.

(7) Yun, J. H. and Lee, H., 2018, Study on Performances of the Lever Type Anti-resonance Vibration Isolator using Transfer Matrix Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 574~581.



**Gyubin Kwak** got a bachelor's degree in Automotive Engineering from the Kyungpook National University in 2019. Also he is studying for his Master's degree in the Kyungpook National University.



**Hyeong-Il Lee** Ph.D. in mechanical engineering and Professor in the School of Automotive Engineering, Kyungpook National University. Prof. Lee is teaching Dynamics, Automatic Control and Mechanical Vibration, etc. He has academic interests in automotive NVH, Brake squeal, Sound radiation from vibrating structures, etc.

# 초음파 수위계의 최소 탐지거리 단축을 위한 파동유도관

## Waveguide Shortening Minimum Detectable Distance in an Ultrasonic Level Meter

안 병 호\* · 허 인 재\* · 김 진 오†  
Byeong Ho An\*, In Jae Heo\* and Jin Oh Kim†

(Received December 9, 2020 ; Revised January 4, 2021 ; Accepted January 5, 2021)

**Key Words :** Ultrasound(초음파), Sensor(센서), Distance(거리), Waveguide(파동유도관), Wedge(썰기), Reflection(반사)

### ABSTRACT

This paper describes a method to shorten the minimum detectable distance of an ultrasonic sensor in a liquid-level meter. The minimum detectable distance, which is limited by the number of ultrasonic transmission pulses and the ringing of the vibration plates in the sensor, needs to be shortened by an appropriate method. The purpose of this research is to improve the proximal measurement capability by combining the ultrasonic sensor for a liquid-level meter with a waveguide. Flat- and wedged-wall-type waveguides were designed and finite-element analysis was performed for ultrasound transmission and reception. Experiments were conducted for the distance and water level measurements by using the ultrasonic sensor combined with a waveguide. The results of the finite-element analysis and experiments showed that the wedged-wall-type waveguide produced reasonable measurements of the distance in the proximal range. We confirmed the improvement of the proximal-measurement capability of an ultrasonic level meter, thus shortening the minimum detectable distance by combination with a waveguide.

### 1. 서 론

초음파 센서는 거리 측정 또는 장애물 감지<sup>(1)</sup>와 유체 면 높이 측정<sup>(2)</sup> 등에 사용된다. 이러한 용도의 초음파 센서 성능 항목 중에는 탐지거리 범위가 있다. 최대 탐지거리를 증대시키는 방안으로 센서 진동부의 치수 비율<sup>(3)</sup>이나 설계 변경<sup>(4,5)</sup> 또는 혼 가이드 부착<sup>(6,7)</sup> 등이 연구되어 있다. 최소 탐지거리는 초음파 송신 펄스 개수<sup>(8)</sup>와 센서 내부 진동관의 여진으로 인해 제

한된다. 이를 극복하기 위해 송신 펄스의 개수를 줄이는 방법이 있으나 장거리 측정에는 적합하지 않다. 또한 신호처리 방법이 시도되지만 여전히 제약을 받고 있어 다른 방법이 필요하다.

초음파에 의한 유체 면 높이 측정 기술은 액체 또는 기체에 활용된다<sup>(9,10)</sup>. 최소 탐지 거리를 감축하기 위하여 송신과 수신을 분리하는 방안<sup>(8)</sup>이 제시되었으나, 이 경우에 센서의 중심이 어긋나서 거리 측정이 부정확하고 최소 탐지 거리에는 여전히 한계가 존재한다. 센서 내부 진동관의 여진에 대한 포락선 데이터에 기

† Corresponding Author; Fellow Member, Soongsil University, Professor  
E-mail : jokim@ssu.ac.kr

\* Member, Soongsil University, Student

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

초하여 근접한 물체의 거리를 측정하는 방법이 고안<sup>(11)</sup> 되었다. 그리고 센서 여진에 파묻히는 신호를 추출하는 신호처리 방법<sup>(12,13)</sup>이 제안되었지만 아직 실용화 되지 않았다. 또한 서로 다른 특성을 가지는 두 종류 이상의 제진제를 케이스의 저면부 상단에 도포하여 센서 내부 진동판의 여진을 효과적으로 억제하는 방법이 고안<sup>(14)</sup>되었으나, 위의 방법 모두 여진 신호 외에도 송신 펄스의 개수로 인해 최소 탐지 거리가 생김으로 근거리 측정 성능 향상에 그친다. 송신 펄스 개수로 인한 최소 탐지 거리를 감축하기 위해 초음파의 주파수를 높여 파장을 짧게하는 방안<sup>(10)</sup>이 제시되었으나, 최대 탐지거리도 단축시키는 단점이 있다.

불감지 영역 길이만큼 벽면이 매끈한 유도관을 설치하고, 초음파 전파 경로를 90° 꺾는 반사면을 결합하는 방안이 제시되어 있다<sup>(15)</sup>. 이 방안은 실용화에 장애가 되는 문제가 있어서 이를 해결하기 위해 벽면에 주름이 있는 파동유도관을 저자들이 고안하였다<sup>(16)</sup>. 고안된 파동유도관을 차량용 초음파센서에 적용하여 최소 탐지거리 단축 가능성을 확인한 바 있다<sup>(17)</sup>. 차량용 초음파센서에 비해서 수위계용 초음파센서는 음파 지향성이 좋는데 최소 탐지거리가 더 큰 차이가 있다. 이 논문은 파동유도관을 수위계용 초음파 센서와 결합하여 최소 탐지 거리를 단축한 결과를 제시한다. 파동유도관을 설계하고, 유한요소 해석으로 성능을 예측하며, 거리 측정과 수위 측정 실험을 하여 최소 탐지거리 단축을 확인한다.

2. 파동유도관 설계 및 유한요소 해석

수위계용 초음파 센서의 구조를 Fig. 1에 제시하였다. 수위계용 초음파 센서에는 압전 원판이 핵심요소이다. 전기 신호를 가하면 압전 원판이 진동하여 정합층을 거쳐

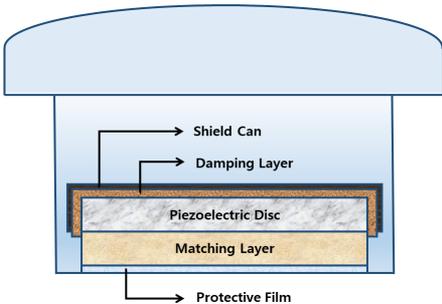


Fig. 1 Structure of ultrasonic sensor for water level meter

초음파가 방출된다. 이후 방출된 초음파가 측정 물체에 맞고 되돌아와 압전 원판을 진동시키면 전기신호로 변환되어 수신 신호를 나타낸다. 이 사례를 Fig. 2에 제시하였다. 여기서 송신 신호는 탄성 원판이 초기에 충분한 크기로 진동하기 위한 시간이 필요하다. 이로 인해 근접 거리를 측정하는 경우 수신 신호가 송신 신호에 겹치면 초음파 전파시간을 제대로 측정할 수 없다. 또한 송신 신호를 줄이기 위해 탄성 원판을 짧은 펄스 신호로 가진하여도 진동이 잔류하게 된다. 이로 인해 근접 거리를 측정하는 경우 수신 신호가 여진신호에 겹치면 초음파 전파시간을 제대로 측정할 수 없다. 이러한 제약조건을 극복하여 근접 거리 측정을 가능하게 하는 파동유도관을 설계 후 초음파 송·수신을 유한요소 해석으로 확인하였다.

2.1 파동유도관 설계

파동유도관의 기본 원리를 Fig. 3에 나타내었다. 센서에서 초음파가 방출된 후 파동유도관과 45°인 반사면을 통해 측정 물체를 향해 방출된다. 그리고 반사되어 되돌아오는 초음파가 센서에 수신되는 구조이다. Fig. 2에 제시된 송신 신호와 여진 신호 동안 초음파가 파동유도관 내에서 전파하므로 수신 신호는 송신 신호와 여진 신호에 겹치지 않는다. 따라서 파동유도관의 입구부터 측정 물체의 까지 거리  $d$  가 0에 근접해도 거리 측정이 가능하다.

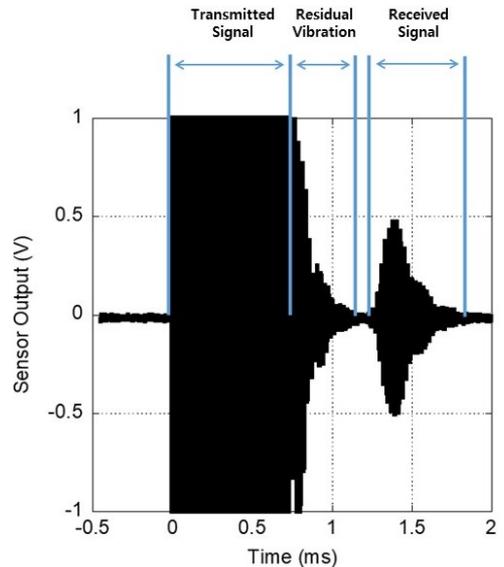


Fig. 2 Signals in a conventional ultrasonic sensor

Fig. 3(a)에 제시된 파동유도관 벽면이 매끈한 경우는 센서에서 생성되는 초음파는 균일한 평면파가 아니고 축대칭 종모양 불균일 파이므로, 파동유도관의 벽면에서 반사되며 진행하는 파동이 혼합된다. 따라서 반사된 초음파가 노이즈 신호로 수신된다. 이를 회피하기 위하여 Fig. 3(b)에 제시한 바와 같이 파동유도관의 내부 벽면에 쐐기를 형성하였다. 초음파 센서가 원판형이므로 파동유도관도 원통형으로 설계하였다. 파동유도관 벽면에 관해서, 매끈한 경우와 종방향 쐐기형을 비교하였다. 횡방향 쐐기는 효과가 없음이 밝혀졌으므로<sup>(17)</sup> 다루지 않았다.

Fig. 3에 보인 직선형 파동유도관은 전파경로를 90° 꺾기 위해서 45° 반사면이 필요하다. 이로 인한 부작용이

예상되는데, 이에 대해서는 후속 연구가 필요하다.

### 2.2 유한요소 해석

파동유도관을 설계하고 초음파 송·수신을 유한요소 해석하였다. 매끈한 벽면을 가지는 파동유도관, 종 방향 쐐기가 있는 파동유도관의 치수를 Fig. 3과 같이 나타내었다. 여기서  $L$ 은 유도관의 길이,  $\beta$ 는 쐐기의 길이,  $\alpha$ 는 쐐기의 각도,  $d$ 는 파동유도관으로부터 타겟면까지의 거리이다. 파동유도관의 길이  $L$ 은 18 cm로 수위계용 초음파 센서의 최소 탐지거리이다. 종방향 쐐기가 있는 파동유도관에서 쐐기의 길이  $\beta$ 는 7.5 mm, 각도  $\alpha$ 는 30°이다. 음속이 343 m/s일 때, 45 kHz의 초음파의 파장  $\lambda$ 는 7.6 mm 정도이므로 이 치수를 근거로 하였다. 각도는 임의로 선정하였다.

또한 실험에서 확인되는 송신신호 시간 0.5 ms에 맞추기 위해 23주기를 가진부에 인가하였다. 요소크기를  $\lambda/6$ 인 1.3 mm 이하로 설정하였다. 유한요소 해석의 모델링 결과를 Fig. 4에 제시하였고, 경계조건을 Fig. 5에 나타내었다. 파동유도관의 흡음은 고려하지 않았다. 초음파를 송신하고 타겟면에 반사되어 돌아오는 수신 신호를 관찰하였다.

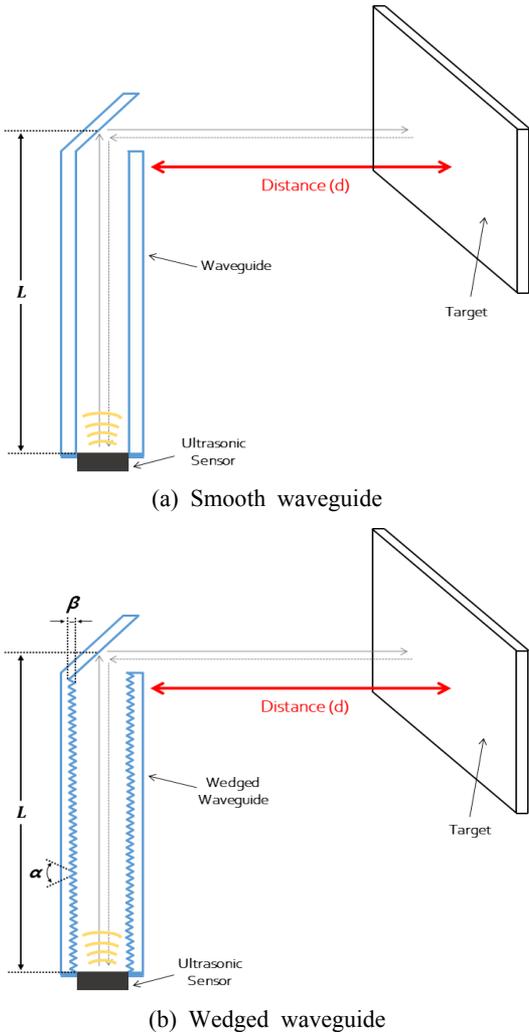


Fig. 3 Configuration diagram of tests

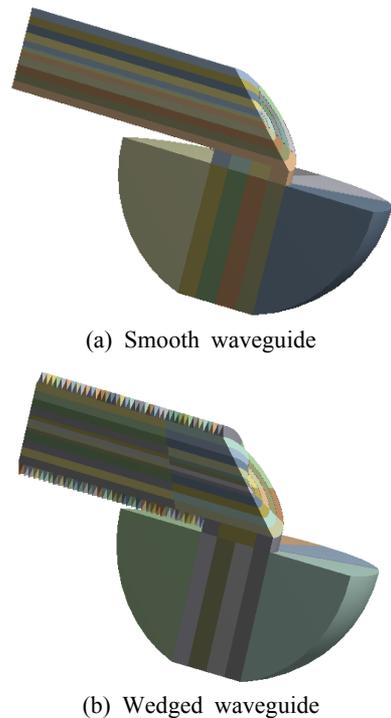


Fig. 4 Acoustic analysis model of a waveguide

유한요소 해석 후 시간에 따른 음압분포를 추출하여 초음파의 송신과 수신을 관찰하였다. 파동유도관의 벽면이 매끈한 경우로부터 타겟면까지의 거리  $d$ 가 10 cm인 경우 파동유도관의 벽면이 매끈한 경우의 음압분포를 Fig. 6에 나타내었다. 그리고 파동유도관의 벽면이 종 방향 췌기인 경우의 음압분포를 Fig. 7에 나타내었다. 가진부에서 시간에 따른 음압을 추출하여 그래프로 제시하였다.

Fig. 8의 (a)는 파동유도관의 벽면이 매끈한 경우이며, (b)는 파동유도관의 벽면이 종 방향 췌기인 경우이다. 해석한 결과 파동유도관의 벽면이 매끈한 경우에는 측정 거리에 영향을 줄 수 있는 반사면 반사파와 출구 반사파 신호로 인해 10 cm에서의 거리 측정이 타당하지 못했다. 파동유도관의 벽면이 종 방향 췌기인 경우 췌기로 인한 송신신호 이후 노이즈가 있으나

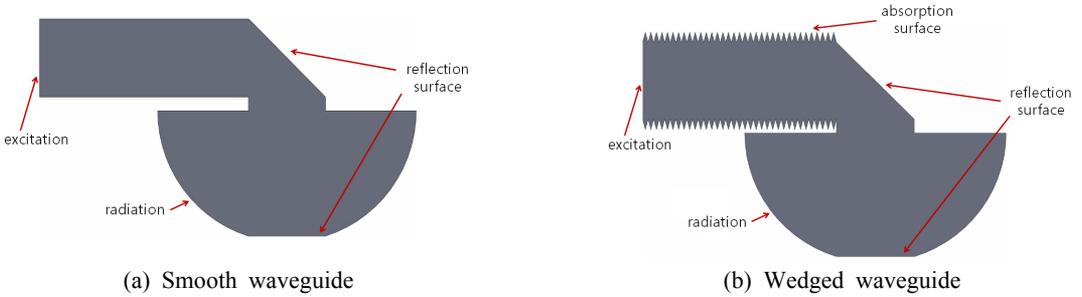


Fig. 5 Boundary conditions of acoustic analysis

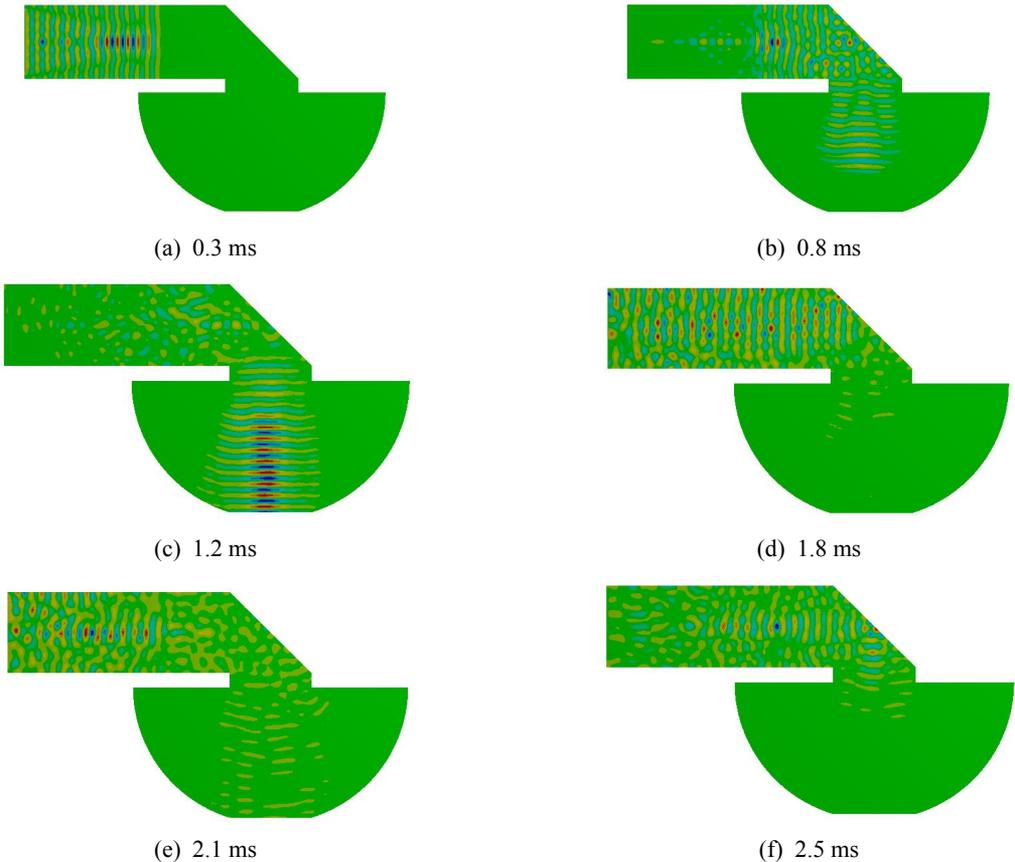


Fig. 6 Sound pressure distribution from transient analysis (with smooth waveguide)

반사면 반사파와 출구 반사파 신호가 생기지 않아 추출한 데이터로부터 거리를 계산하면 10 cm로 거리측정 결과가 타당하다.

따라서 초음파 센서에 파동유도관을 부착하여 거리측정을 하는 경우, 파동유도관의 벽면의 형상은 종방향 췌기 형상이 가장 적합함을 보여준다.

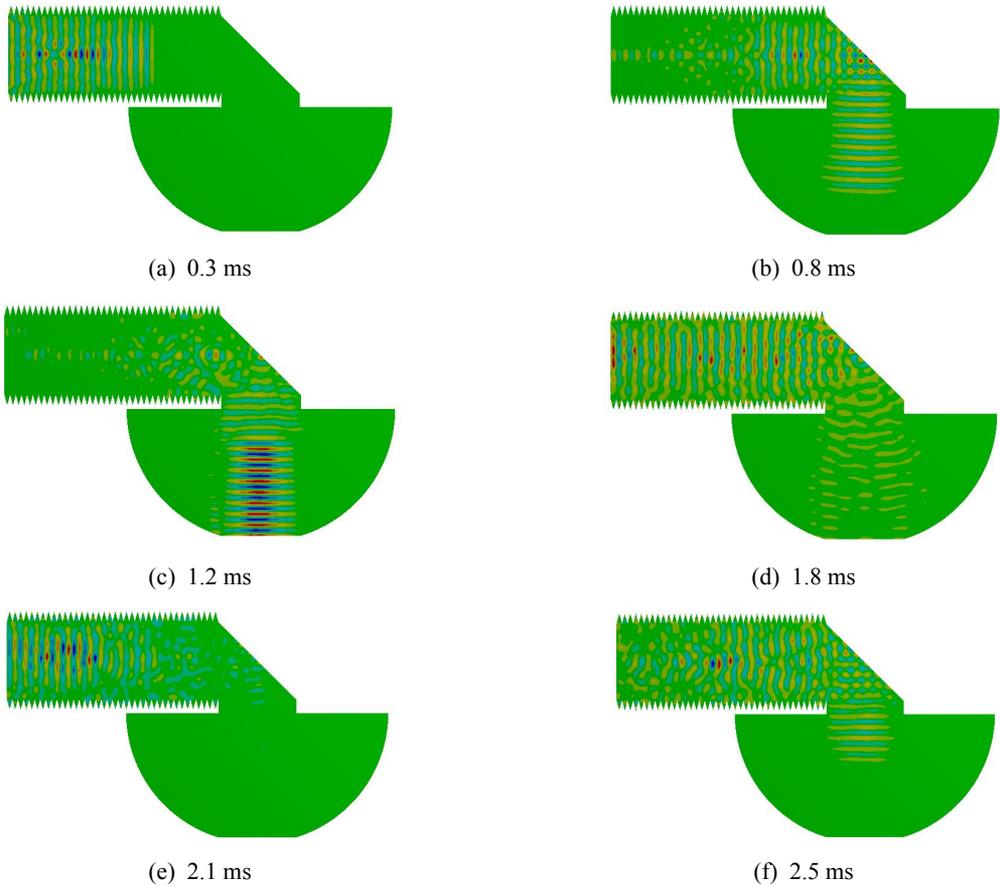


Fig. 7 Sound pressure distribution from transient analysis (with wedged waveguide)

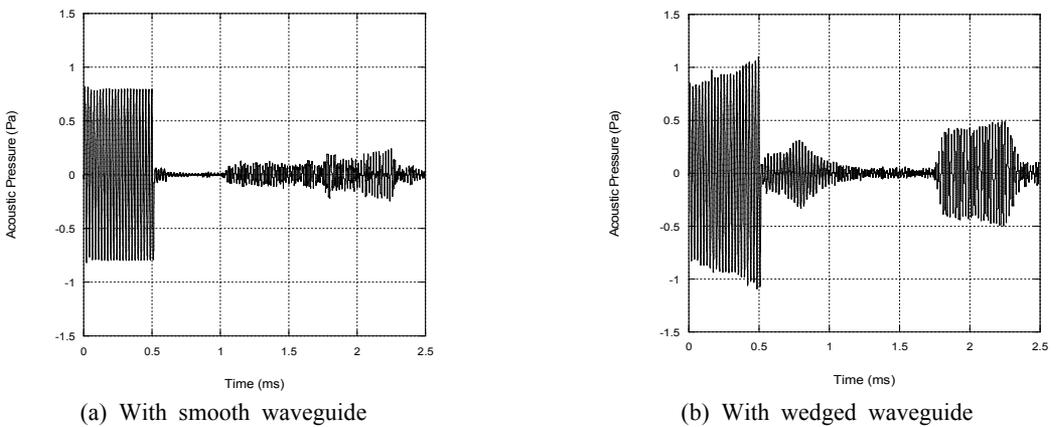


Fig. 8 Acoustic signal from transient analysis

### 3. 거리 측정 실험

유한요소 해석 결과와 비교하기 위한 거리측정 실험과 수위계에 적용하기 위한 수면 높이 측정 실험을 하였다.

#### 3.1 실험장치

실험에 사용된 초음파 센서는 아이에스테크놀로지(주)의 초음파 수위계(LDX-05)의 센서부이다. 이 초음파 센서는 구동주파수가 45 kHz이고 지름이 56 mm이다. 초음파 센서와 결합되는 파동유도관을 Cubicon의 3D 프린터 Single Plus로 제작하였다. 파동유도관의 내부 벽면은 매끈한 것과 췌기형의 2종류로 하였다. 시제품 사진을 Fig. 9에 제시하였다.

실험 장치를 Fig. 10에 보인 바와 같이 구성하였다.



Fig. 9 Waveguide specimen made by a 3D printer

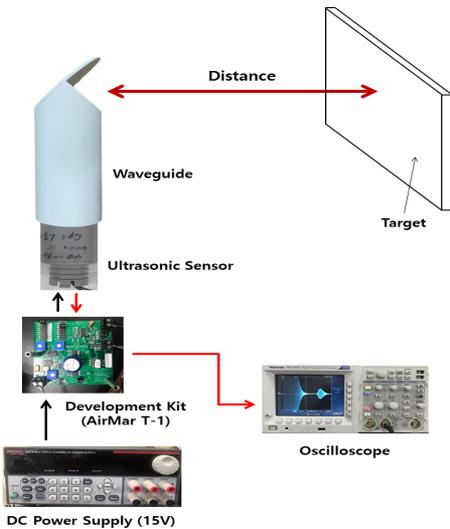


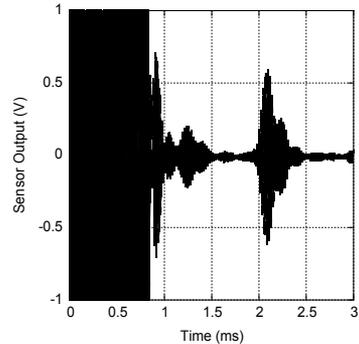
Fig. 10 Instrument configuration of distance measurement test

Tektronix의 직류전원 공급기 2231A-30-3에 의해 15 V 전압이 인가되는 송·수신보드(airmar T-1 development kit)를 사용하여 정현파 신호를 초음파 센서에 전달한다. 이 신호는 주파수가 45 kHz이고 전압이 150V0-p이다. 초음파 센서의 압전소자는 전달받은 전기 신호에 대응하는 진동을 하여 초음파를 방출하고, 파동유도관을 따라 전파하던 초음파는 유도관 끝에 45° 방향 반사면에서 90° 방향으로 반사되어 송출된다. 타겟에서 반사되어 되돌아온 초음파는 파동유도관을 거쳐 압전소자에 수신되고 전기신호로 변환되어 송·수신보드를 거친 후 오실로스코프에서 관찰된다.

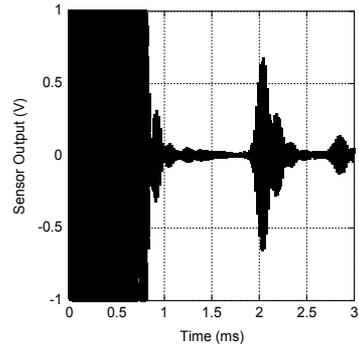
#### 3.2 실험결과

##### (1) 거리 측정 실험

파동유도관에 45° 각도를 갖는 반사면을 결합하여 거리측정 실험을 하였다. 먼저 벽면이 매끈한 경우와 췌 방향 췌기인 경우에 대해서 비교하였다. 파동유도관의 길이  $L$ 은 18 cm로 수위계용 초음파 센서의 최소 탐지거리이다. Fig. 11은 거리  $d$ 가 0.1 m일 때 초



(a) With smooth waveguide



(b) With wedged waveguide

Fig. 11 Signals at the distance measurement

음과 송수신 신호를 오실로스코프로 관찰한 결과이다. (a)는 파동유도관의 벽면이 매끈한 경우이고 (b)는 종방향 췌기인 경우이다. 종방향 췌기가 있는 파동유도관에서 췌기의 길이  $\beta$ 는 7.5 mm, 각도  $\alpha$ 는 30°이다. 유한요소 해석에서는 파동유도관의 흡음을 고려하지 않았지만, 실험 결과에서는 매끈한 부분에서도 흡음이 생김을 알 수 있다.

파동유도관의 벽면이 매끈한 경우에 거리측정 결과가 타당하지 못했다. 이는 수신 신호가 작고 측정 거리에 영향을 줄 수 있는 노이즈 신호가 종 방향 췌기 형상에 비해 상대적으로 크게 나왔기 때문이다.

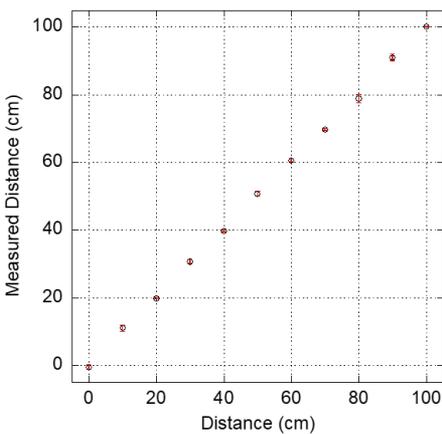


Fig. 12 Distance measurement result with a wedged waveguide

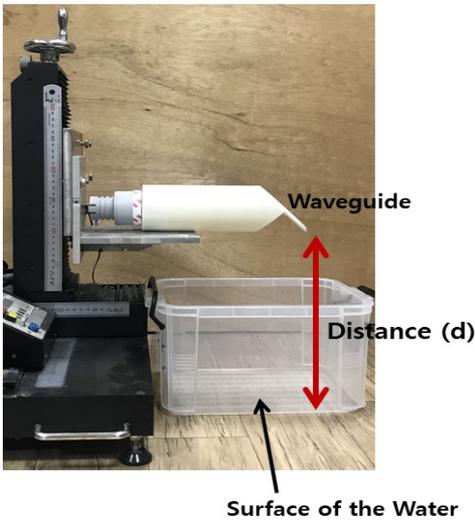


Fig. 13 Instrument configuration of water level measurement test

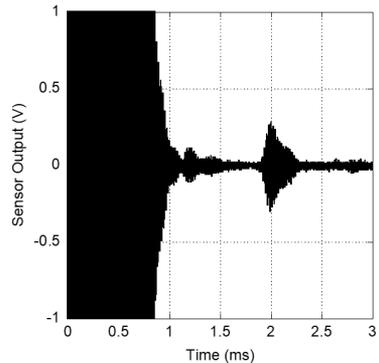
따라서 초음파 센서에 파동유도관을 부착하여 거리측정을 하는 경우, 파동유도관의 벽면의 형상은 매끈한 것보다 종 방향 췌기 형상이 더 적합함을 보여준다.

파동유도관으로부터 타겟까지의 거리  $d$ 를 0부터 1 m 까지 0.1 m 간격으로 하여 실험하였고, 결과를 Fig. 12에 제시하였다. 실험을 3회 반복하였고, 평균값과 표준편차를 나타내었다. 표준편차를 에러 막대로 표시하였는데 작아서 점에 겹쳐져 있다.

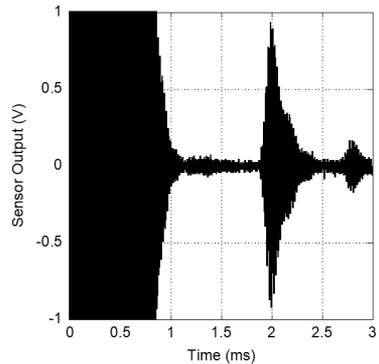
(2) 수위 측정 실험

수위측정 실험도 하였다. 실험 장면 사진을 Fig. 13에 제시하였다. 먼저 벽면이 매끈한 경우와 종 방향 췌기인 경우에 대해서 비교하였다. Fig. 14는 거리  $d$ 가 0.1 m일 때 초음파 송수신 신호를 오실로스코프로 관찰한 결과이다. (a)는 파동유도관의 벽면이 매끈한 경우이고 (b)는 종 방향 췌기인 경우이다. 파동유도관의 벽면이 매끈한 경우에 거리측정 이 타당하지 못했다.

췌기형 파동유도관으로부터 수면까지의 거리  $d$ 를

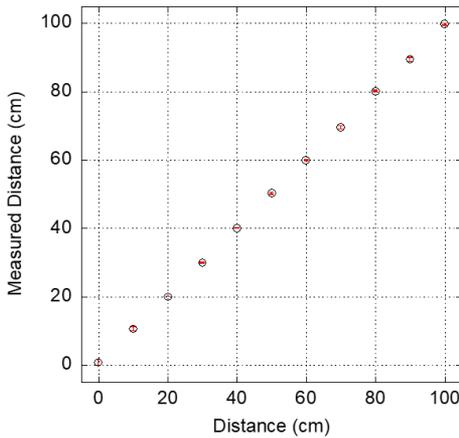


(a) With smooth waveguide



(b) With wedged waveguide

Fig. 14 Signals at the water level measurement



**Fig. 15** Water level measurement result with a wedged waveguide

0부터 1 m까지 0.1 m 간격으로 하여 실험하였고, 결과를 Fig. 15에 제시하였다. 실험을 3회 반복하였고, 평균값과 표준편차를 나타내었다. 표준편차를 에러 막대로 표시하였는데 작아서 점에 겹쳐져 있다. 수위 계용 초음파센서의 최소 탐지거리가 18 cm이므로 파동유도관을 사용하지 않은 실험의 결과는 Fig. 15에서 거리 0과 10 cm를 제외한 나머지 영역에서 파동유도관을 사용한 실험 결과와 같은 지점에 나타난다.

유한요소 해석 결과인 Fig. 8과 실험 결과인 Fig. 11 및 Fig. 14를 비교하면 차이점과 공통점이 있다. 실험 결과에서 관찰한 파형에는 타겟면에서 반사되어 돌아온 신호가 송신신호 시간보다 짧다. 이는 파동유도관 내에서 흡입이 있기 때문으로 추정되며, 향후에 해석에서도 이를 반영할 필요가 있다. 해석 결과와 실험 결과에서 공통적으로 썸기 벽면의 경우에 매끈한 벽면의 경우에 비해서 타겟면 반사와 신호가 뚜렷이 구별되고 불필요한 신호가 감소하였다.

#### 4. 결 론

이 논문은 파동유도관을 수위계용 초음파 센서와 결합하여 최소 탐지거리 단축을 다루었다. 파동유도관은 벽면이 매끈한 경우와 종 방향으로 썸기가 있는 경우이다. 파동유도관을 모델링하여 초음파의 송·수신을 유한요소 해석하였다.

해석 결과를 검증하기 위해 거리 측정 실험과 수위 측정 실험을 하였다. 3D 프린터로 파동유도관을 제작

하였고, 제작한 파동유도관을 수위계용 초음파 센서와 결합하여 초음파의 송·수신을 측정하였다.

유한요소 해석과 실험을 통해 수위계용 초음파 센서에 파동유도관을 부착하여 거리 측정을 한 결과, 종 방향으로 썸기가 있는 경우가 더 적합한 것으로 확인되었다. 또한 초음파의 송·수신 측정 결과 근거리에서 거리 측정이 타당하게 이루어짐을 확인하였다.

파동유도관 벽면 썸기의 길이를 일단 초음파 파장과 유사하게 하였고 각도는 임의로 선정하였다. 음향학적 측면에서 썸기의 치수에 따른 특성 평가와 치수 선정에 의한 성능 향상이 후속 연구되어야 한다.

#### 후 기

이 연구는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. NRF-2020R1F1A1048453). 초음파 수위계를 사용하도록 한 아이에스테크놀로지(주)의 배려에 감사합니다.

#### References

- (1) Kim, J. O., 2000, Sensors and Actuators Using Ultrasound, Journal of KSNVE, Vol. 10, No. 5, pp. 723~728.
- (2) Kim, J. O., Kim, D. J. and Lee, S. H., 2014, Ultrasonic Level Meter, Korea Patent 10-1421137.
- (3) Mo, C., Wright, R., Slaughter, W. S. and Clark, W. W., 2006, Behaviour of a Unimorph Circular Piezoelectric Actuator, Smart Materials and Structures, Vol. 15, pp. 1094~1102.
- (4) Park, J. H., Yoo, G. S., Chae, M. K. and Yoon, J. H., 2015, Ultrasonic Transducer for Long-Distance, Korea Patent 10-1491462.
- (5) Seon, S. O. and Kim, J. O., 2019, Vibration and Acoustic Characteristics Depending on Housing Structures of Ultrasonic Sensors, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 2, pp. 157~165.
- (6) Lim, S. G. and Kim, J. O., 2018, Acoustic Directivity of an Ultrasonic Sensor Depending on Horn Guide Shape, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 707~712.

(7) Lim, S. G. and Kim, J. O., 2019, Acoustic Directivity of an Ultrasonic Sensor Depending on Horn Guide Dimension, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 3, pp. 379~388.

(8) Kim, J. H. and Chong, J. W., 2006, A Development of Ultrasonic Based Distance Meter Through Detachment of Receiving and Transmitting Capacitive Ultrasonic Transducer, Journal of the Institute of Electronics Engineers of Korea – System and Control, Vol. 43, No. 3, pp. 41~50.

(9) Zhang, Y., Zhang, B., Zhang, L., Li, Y., Gao, X. and Liu, Z., 2018, Liquid Level Measurement Model Outside of Closed Containers Based on Continuous Sound Wave Amplitude, Sensors, Vol. 18, No. 8, p. 2516.

(10) Zakaria, Z., Idroas, M., Samsuri, A. and Adam, A. A., 2017, Ultrasonic Instrumentation System for Liquefied Petroleum Gas Level Monitoring, Journal of Natural Gas Science and Engineering, Vol. 45, pp. 428~435.

(11) Lee, S. H., 2018, Method for Driving Ultrasonic Sensors to Measure Short Distance, Korea Patent 10-1887902.

(12) Licznarski, T. J., Jaronski, J. and Kosz, D., 2011, Ultrasonic System for Accurate Distance Measurement in the Air, Ultrasonics, Vol. 51, No. 8, pp. 960~965.

(13) Hernandez, A., Urena, J., Mazo, M., Gracia, J. J., Jimenez, A. and Alvarez, F. J., 2007, Reduction of Blind Zone in Ultrasonic Transmitter/Receiver Transducers, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 133, No. 1, pp. 96~103.

(14) Um, J. H., 2018, Ultrasonic Sensor, Korea Patent 10-0794205.

(15) Lee, S. G., Kim, I. S. and Kwon, N. W., 2014, Ultrasonic Level Measuring Device without Blanking Distance Zone, Korea Patent 10-1419410.

(16) Kim, J. O. and Lim, S. G., 2020, Ultrasonic Wave Apparatus for Measure of Distance, Korea Patent 10-2179231.

(17) Lim, S. G., An, J. H. and Kim, J. O., 2020, Shortening the Minimum Detectable Distance in an Ultrasonic Sensor for Automobiles by a Waveguide, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 4, pp. 396~405.



**Byeong Ho An** received the B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Soongsil University in 2018 and 2020, respectively. During his stay at Soongsil as a graduate student, he was working on ultrasonic sensors and wave propagation.



**In Jae Heo** received the B.S. degree in Automation Engineering from Dongyang Mirae University in 2020. He is currently a master candidate as a graduate student. He is working on ultrasonic sensors and waves.



**Jin Oh Kim** received the B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Seoul National University in 1981 and 1983, respectively, and the Ph.D. degree from University of Pennsylvania in 1989. For ten years he has got research experiences at Korea Research Institute of Standards and Science, Northwestern University, and Samsung Advanced Institute of Technology. Since 1997, he has been working at Soongsil University, where he is currently a Professor of mechanical engineering. His research interests are in the area of ultrasonic sensors and actuators using mechanical vibrations and waves.

# CNN을 활용한 카오스 신호 분류 검증

## Chaos Signal Classification and Verification Using CNN

남재현\* · 강재영†  
Jaehyeon Nam\* and Jaeyoung Kang†

(Received December 9, 2020 ; Revised January 5, 2021 ; Accepted January 7, 2021)

**Key Words :** Convolutional Neural Network(합성곱 신경망), Lyapunov Exponent(리아푸노브 지수), Recurrence Plot(리커런스 플롯), Chaos(카오스)

### ABSTRACT

The aim of the study was to classify the chaotic time-series data with the nonlinear problem using the convolutional neural network (CNN), and to determine and verify the chaotic characteristics from a deterministic system. The classical nonlinear differential equation established by the Rossler model was used, and the chaotic characteristics were determined by the Lyapunov exponent. The chaotic properties was visualized using an unthresholded recurrence plot through the proposed procedure. A simple CNN model was developed to learn the extracted image using the proposed feature-visualization technique. As a result, the chaotic characteristics were classified with an accuracy of 99 % or more.

### 1. 서론

카오스 신호 문제는 동역학계에서 오랫동안 연구되어져 왔다<sup>(1-5)</sup>. 결정론적 카오스는 동역학계에서 파라미터 및 초기조건에 의한 비 주기적인 해가 불안정하지만 일정한 범위내의 제한을 갖는다. 이는 많이 알려져 있는 Lorenz, Rossler 방정식 등에 잘 소개되어 있다. 다이나믹 특성을 분석하기 위한 방법은 주로 시계열 분석 방법과 위상공간내 해의 움직임 (trajectory)을 표현한 분석을 이용하였다. 그러나 카오스를 수반하는 고차 비선형 시스템을 분석하기에는 한계가 있다. 카오스 현상을 포함하는 많은 비선형 동역학 이론 연구는 발전을 통해 HOSA(higher order spectrum analysis), logistic map, Lyapunov exponent 등을 통해 카오스를 정량화하였다<sup>(6-8)</sup>. Lyapunov ex-

ponent는 시스템 파라미터 변화에 대한 카오스를 정량화하기 위한 가장 잘 알려진 방법으로 사용되며, 특히 Wolf, A. et al.<sup>(9)</sup>에 의해 제안된 Largest Lyapunov exponent는 카오스를 정량적으로 표현할 수 있다.

기계진동 분야에서 신호 분석은 시스템 고유의 다이나믹 특성 및 불안정 신호 검출 등에서 사용된다. 선형 시스템 또는 특성이 명확한 신호 분석은 일반적으로 FFT와 spectrum을 통해 실험적 신호 분석으로 규명되어진다<sup>(10-14)</sup>. 그러나 선형 신호 외에도 고차 비선형을 포함하는 신호 분석 방법 또한 위와 같은 방법으로 수행되기 때문에 특성을 판단하기 난해한 경우가 많다. 특히, 마찰, 충격이 포함되는 신호는 고장진단 등에서 분석되지만 고차 비선형 특성인 카오스를 포함하는 신호는 주파수가 매우 모호하다<sup>(15,16)</sup>. Kang, J.<sup>(15)</sup>은 2 자유도 모델을 구성하여 마찰에서 발생할 수 있는 카오스 진동현상에 대해 이론적으로 접근하였다. 진동 시

† Corresponding Author; Member, Inha University, Professor  
E-mail: kangj@inha.ac.kr

\* Inha University, Assistant Professor

‡ Recommended by Editor Jung Woo Son

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

시스템에서 카오스를 만들어내는 이론적 파라미터를 규명하고 마찰 곡선에 의해 고차 비선형성인 카오스가 발현됨을 보여주었다. 또한 Serwet, W. et al.<sup>(17)</sup>은 충격 접촉 모델을 Hertz's와 Newton's 접촉 모델에 대해 Muller's 방법으로 불연속 시스템에서 Lyapunov exponent를 구하고 카오스 특성을 연구하였다.

이론적인 접근법 외에도 진동 신호 분석은 신호의 가시화 방법을 이용하여 많은 연구가 진행되었다. 앞서 언급했던 FFT와 Spectrum외에도 recurrence plot, Gauss wavelets<sup>(18)</sup> 등 많은 연구가 진행되었지만 이중 다이나믹 시스템의 recurrence 특성을 반영하는 recurrence plot이 가장 활발하게 연구되고 있다. Marwan, N. et al.<sup>(19)</sup>은 복잡한 시스템에서 발생하는 진동특성에 대해 다양한 recurrence plot 방법을 이용하여 분석하였다. 그러나 이러한 방법은 엔지니어의 주관적인 판단이 지배적이고, 카오스와 같은 복잡한 신호를 분석하는데 한계가 있다.

최근 딥러닝을 이용한 인공신경망은 비약적인 발전을 이루고 있다. 특히 이미지 분류는 2015년 발표된 ResNet<sup>(20)</sup>을 기점으로 인간의 분류능력을 초월하였다. 각 분야에서는 CNN을 활용하기 위한 많은 모델들이 구성되었고, loss 함수의 최적화를 위한 방법들이 소개되었다<sup>(21)</sup>.

따라서 이 논문은 다이나믹 시스템에서 발생하는 가장 복잡한 현상인 카오스 신호를 Rossler 식을 이용하여 구현하고, 이론적 접근을 통해 카오스 신호를 분석하고자 한다. 또한 복잡한 신호를 제안된 방법을 통해 이미지화 시키고 CNN을 이용하여 카오스 신호를 분류하고자 하였다. 이 결과를 Lyapunov exponent를 이용하여 검증하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 이론적 접근법

이 논문의 목적은 딥러닝을 활용한 카오스 신호의 분류 및 검증이다. 때문에 운동방정식은 카오스 신호를 만들어 내는 대표적인 Rossler 방정식을 이용하였다. Rossler 방정식은 식 (1)과 같다.

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -x_2 - x_3 \\ \dot{x}_2 = x_1 + ax_2 \\ \dot{x}_3 = b + x_3(x_1 - c) \end{cases} \quad (1)$$

여기서  $a, b, c$ 는 시스템 파라미터다. 결정론적 카오스는 Lyapunov exponent를 통해 결정할 수 있으며, 운동방정식은 벡터 형식을 갖는 상태공간 방정식으로 식 (2)와 같이 변형될 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}), \quad \mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0 \quad (2)$$

여기서  $\mathbf{x} = [x_1, \dots, x_n]^T$ 는 상태 벡터이고  $\mathbf{f} = [f_1, \dots, f_n]^T$ 은 미분가능한 연속적 벡터 공간이다. 또한  $t_0$ 는 다이나믹 시스템의 초기 조건이다. 미소 초기조건 변화에 대한 다이나믹 시스템의 해 변화를 살펴보기 위해 perturbed solution을  $\mathbf{y} = \mathbf{x} + \delta\mathbf{x}$ 로 가정하였다. 이후 시스템의 거동(trajjectory) 및 초기조건은 다음과 같다.

$$\dot{\mathbf{x}} + \delta\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x} + \delta\mathbf{x}), \quad \mathbf{y}(t_0) = \mathbf{x}_0 + \delta\mathbf{x}_0 \quad (3)$$

여기서  $\mathbf{y}(t_0)$ 는 perturbed solution의 초기조건이며,  $\mathbf{x}(t)$ 에서 Taylor 시리즈를 취하면 선형화된 perturbed 방정식을 얻을 수 있다.

$$\delta\dot{\mathbf{x}} = \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_i} \cdot \delta\mathbf{x} + O_{(2)}, \quad \delta\mathbf{x}(t_0) = \delta\mathbf{x}_0 \quad (4)$$

여기서  $\delta\mathbf{x} = [\Phi_t(\mathbf{x}_0)]\delta\mathbf{x}_0$ 를 선형화된 perturbed 방정식에 대입하면, 다음과 같이 변동 방정식(variational equation) 및 초기조건을 기술할 수 있다.

$$[\dot{\Phi}_t(\mathbf{x}_0)]\delta\mathbf{x}_0 = [D_x \mathbf{f}][\Phi_t(\mathbf{x}_0)]\delta\mathbf{x}_0 \quad (5)$$

$$[\Phi_{t_0}(\mathbf{x}_0)]\delta\mathbf{x}_0 = [\mathbf{I}]\delta\mathbf{x}_0 \quad (6)$$

여기서  $[D_x \mathbf{f}]$ ,  $[\mathbf{I}]$ ,  $[\Phi_t(\mathbf{z}_0)]$ 은 각각 자코비안 행렬, 단위행렬, state transition matrix이다. 방정식 (5), (6)은 time-varying 선형 미분 방정식이며, 변동방정식의 해는 자코비안 행렬과 비선형 미분방정식을 동시에 풀면 얻을 수 있다. Lyapunov exponent는 식 (7)과 같이 정의된다.

$$\lambda_i = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{1}{t} \ln |m_i(t)| \quad (7)$$

여기서  $m_i$ 는  $i$ 번째 변동방정식(variational equation)의 고유값이며,  $\lambda_i$ 는  $i$ 번째 Lyapunov exponent를 의미한다. 단 정의에서 보듯이 위의 식은 연속적인

수치적분을 통해 직접적으로 계산되기 불가능하다. 따라서 iterative 접근법을 통해 수치적분을 수행할 수 있으며, 이때 perturbation  $\delta x$  는 수정된 gram-schmidt 직교 정규화를 기반으로 계산된다. 이를 통해 결정론적 카오스를 정량적으로 표현할 수 있다.

실제 진동 시스템에 대한 분석은 FFT나 spectrum 과 같이 이미지 차원에서 주관적으로 분석되고 있다. 다이나믹 시스템에서 이미지 차원의 분석은 오랫동안 연구되었다. Recurrence는 다이나믹 시스템의 가장 큰 특징으로 recurrence plot를 통해 가시화가 가능하다. 이산화된 시계열 데이터는 식 (8)과 같이 정의된다.

$$u_i = u(i \Delta t), i = 1, 2, \dots, N \tag{8}$$

여기서  $\Delta t$ 는 샘플링 시간이다. 카오스와 같이 복잡한 시스템은 시스템 차원에서 해의 움직임(trajjectory) 이 자기교차(self-crossing) 될 수 있다. 따라서 재구성된 위상공간이 필요하며, time-delay 방법을 통해 재구성된 위상 공간을 표현할 수 있다.

$$\hat{x}_i = \sum_{j=1}^m u_{i+(j-1)\tau} \mathbf{e}_j \tag{9}$$

$$i = 1, 2, 3, \dots, j = 1, 2, \dots, m$$

여기서  $m$ 은 embedding dimension이고,  $\tau$ 는 time delay,  $\mathbf{e}_j$ 는  $j$  번째 직교좌표계의 단위벡터를 의미한다. 적절하게 선택된 embedding dimension과 time delay를 통해 위상공간을 재구성시킬 수 있다. embedding dimension은 기하학적 문제이며, time delay는 다이나믹 문제이다. 이 논문은 기하학적 측면에서 카오스를 분류하고 물리적 차원의 효율성을 위해 FNN(false nearest neighbor)을 이용하여 기하학적 차원을 재구성하였다<sup>(22)</sup>.

식 (9)로부터  $d$  차원에서  $\mathbf{x}_r$ 은  $\mathbf{x}$ 의  $r$ 번째 가장 가까운 이웃이 된다. 이때 두 벡터 사이의 유클리드 거리의 제곱은 식 (10)과 같이 표현될 수 있다.

$$R_d^2(i, r) = \sum_{k=0}^{m-1} \left[ u_{i+k\tau} - u_{r,(i+k\tau)} \right]^2 \tag{10}$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, m-1$$

Time delay embedding 의해  $d + 1$ 차원으로 확장될 경우  $d + 1$  차원에 대한  $r$ 번째 이웃사이의 유클리드

거리는 식 (11)과 같다.

$$R_{d+1}^2(i, r) = R_d^2(i, r) + \left[ u_{i+d\tau} - u_{r,(i+d\tau)} \right]^2 \tag{11}$$

$$k = 0, 1, 2, \dots, m-1$$

확장된 공간 사이의 유클리드 거리의 변화는 매우 크다. 따라서 두 사이거리의 변화율을 통해 최소 확장공간을 추정할 수 있다. 변화율로 정의된 유클리드 거리는 식 (12)와 같이 다시 작성될 수 있다.

$$\sqrt{\frac{R_{d+1}^2(i, r) - R_d^2(i, r)}{R_d^2(i, r)}} > R_{tol} \tag{12}$$

여기서  $R_{tol}$ 은 임계값이며, 연구결과에서  $R_{tol} > 10$ 일 때 자기교차(self-crossing)가 제거되었다<sup>(22)</sup>.

재구성된 위상공간으로부터 threshold recurrence plot는 식 (13)과 같이 정의된다.

$$\mathbf{RP}(\varepsilon)_{i,j} = H(\varepsilon - \|\hat{\mathbf{x}}_i - \hat{\mathbf{x}}_j\|), i, j = 1, \dots, N \tag{13}$$

여기서  $H$ 는 Heaviside 함수,  $\varepsilon$  는 임계값,  $\|\cdot\|$ 는  $L2$ -노름,  $N$ 은 측정된 포인트의 수,  $\hat{\mathbf{x}}_i$ 는 재구성된 시스템 해의 궤적(trajjectory) 벡터이다. 이 논문은 주관적인 값을 최대한 배제하기 위해 오직 재구성된 솔루션 벡터 차의 노름을 통해 recurrence plot를 구성하였으며, 이는 unthresholded recurrence plot( $\mathbf{RP}_{i,j} = \|\hat{\mathbf{x}}_i - \hat{\mathbf{x}}_j\|$ )이라 정의된다.

### 2.2 CNN model

이론적 접근법을 통해 표현된 unthresholded recurrence plot을 CNN 모델을 활용하여 분류하고자 CNN 모델을 구성하였다. 먼저, 파라미터를 포함하는 비선형 시계열 데이터를 수치적분을 이용하여 해석을 수행하였다. 이후 얻어진 시계열 데이터를 FNN 알고리즘을 이용하여 최소차원의 embedding dimension을 결정하고 재구성된 위상공간을 구성하였다. 마지막으로 파라미터 변화에 대한 Lyapunov exponent를 계산하고 그에 상응하는 unthresholded recurrence plot을 추출하였다. 이를 기준으로 labeling을 정의하였으며, CNN 기반의 분류를 수행하였다. 요약된 분류절차는 Fig. 1에서 보여준다.

최근 CNN을 활용한 이미지 분류는 인간의 인지능력을 초월하는 정교한 모델들이 개발되었다. 이 연구

의 목적은 고차원적의 비선형 신호를 CNN을 활용하여 분류가 가능하다는 것을 보여주는 것에 있다. 따라서 CNN 모델을 2단계의 구조로 단순하게 구성하였고, 각 단계에서는 convolution, 활성화 및 풀링 레이어가 포함된다. 제안된 모델은 각 단계에서 32-3×3 필터, 64-3×3 필터가 있는 2개의 convolution 레이어로 구성되었다. 또한 풀링 크기는 2×2의 2개의 최대 풀링 레이어가 사용되었다. 두 개의 convolution 레이어를 거쳐 특성 맵은 열벡터로 평평해지고 이미지의 지배적인 특징을 구분하여 2가지 유형의 신호에 대해 완전 연결 레이어로 분류되었다. 출력 값의 활성 함수는 softmax가 사용되었다.

다이나믹 시스템의 반복 특성을 표현하기 위해 200×200 픽셀의 이미지를 사용하였다. 사용된 CNN 모델은 Table 1에서 보여준다.

Convolutional 레이어의 활성함수는 ReLU함수를 사용하였으며, 앞서 언급했듯이 반복특성이 매우 짧은 구간에서 발생할 수 있기 때문에 필터 사이즈를 작게 설정하였고, stride도 1로 설정하였다. 최적화 방법은 빠른 수렴을 위해 경사 하강법 기반의 Adam optimizer를 사용하였다. 초기 가중치의 설정은 매우

중요한 문제 중 하나이다. 초기 가중치 설정은 많은 방법이 있지만 ReLU함수에 가장 잘 대응되는 He 가우시안 초기화 방법을 사용하였다<sup>(23-25)</sup>.

2.3 결과

Rossler 시스템에서 파라미터나 초기 조건의 미소변화는 system의 상태변화를 야기한다. 카오스 분류를 위해 사용된 기준 파라미터는  $a=0.3, b=0.3, c=7$ 이다.

Fig. 2는 기준모델과  $c=5.5$ 에 대한 Rossler 시스템

Table 1 CNN model

| Layer                 | Output shape         | Param #    |
|-----------------------|----------------------|------------|
| Conv2d                | (None, 200, 200, 32) | 896        |
| Batch_normalization   | (None, 200, 200, 32) | 128        |
| Max_pooling2d         | (None, 100, 100, 32) | 0          |
| Dropout               | (None, 100, 100, 32) | 0          |
| Conv2d_1              | (None, 100, 100, 64) | 18 496     |
| Batch_normalization_1 | (None, 100, 100, 64) | 256        |
| Max_pooling2d_1       | (None, 50, 50, 64)   | 0          |
| Dropout_1             | (None, 50, 50, 64)   | 0          |
| Flatten               | (None, 160000)       | 0          |
| Dense                 | (None, 256)          | 40 960 256 |
| Batch_normalization_2 | (None, 256)          | 1024       |
| Dropout_2             | (None, 256)          | 0          |
| Dense_1               | (None, 2)            | 514        |

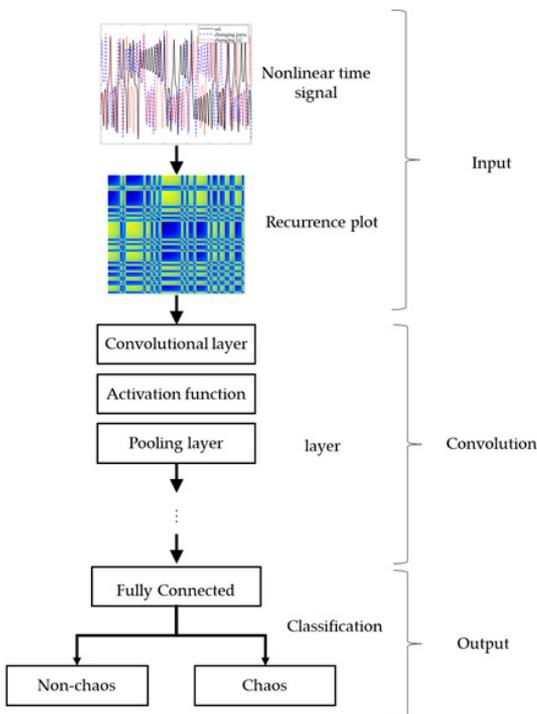


Fig. 1 Proposed methodology

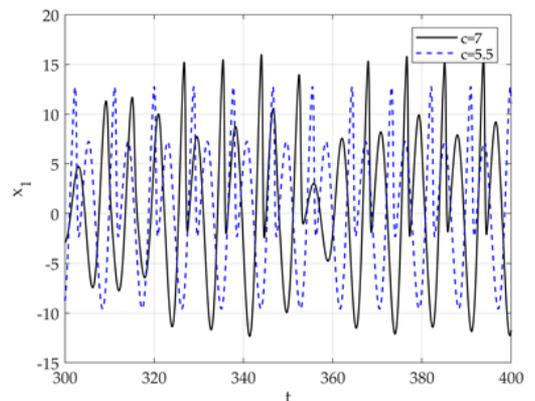


Fig. 2 Time series of a Lorenz system with respect to each parameter

의 시계열데이터를 보여주며, 미소한 파라미터의 변화로 시계열 데이터의 상태가 크게 변화되었다. 따라서 더 큰 파라미터의 변화는 시스템의 상태를 완전히 변화시킬 수 있음을 암시한다. 즉, 카오스와 비카오스 신호는 파라미터 변화에 의해 발현될 수 있다. Fig. 2에 상응하는 해의 궤적은 Fig. 3에서 보듯이 위상공간에서 표현될 수 있다.

기준 모델은 Rossler 시스템의 대표적인 카오스 형태이며,  $c = 5.5$ 는 period 1을 나타낸다. 각 파라미터에 해당하는 Lyapunov 지수를 수학적으로 정량화하기 위해 식 (7)의 iterative 접근법을 통해 정량화하였다. 또한 시스템의 위상공간을 2차원에서 표현하여 period 차원을 보기 쉽게 가시화하였다. 결과는 Fig. 4에서 보여준다.

Fig. 4에서 보듯이  $c = 5.5$  일 때, Lyapunov exponent는  $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = (0, -, -)$ 으로 계산된다. 이는 sta-

ble limit cycle을 의미하며, 해의 궤적에서 2차원 위상공간에 period 1 limit cycle로 형성된다.

반면에  $c = 7$ 일 때, Lyapunov exponent는  $(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = (+, 0, -)$ 으로 계산된다. 이는 strange attractor를 나타내며, 2차원 위상공간에서 비 주기적이지만 일정한 제한을 갖는 해의 움직임으로 표현된다. 미소한 파라미터의 차이는 카오스를 발현시키며, 이를 정량적으로 나타내기 위해 파라미터  $c$ 에 대해 Largest Lyapunov exponent를 계산하였다. 또한 해의 움직임을 보다 가시적으로 표현하기 위해 bifurcation diagram을 표현하였다. 결과는 Fig. 5에서 보여준다.

3차원 위상 공간에서 attractor는 4가지 타입으로 존재한다. Stable fixed point, stable limit cycle, stable 2-torus, 카오스(strange attractor)로 각각의 동적인 특성이 존재한다. 그러나 이 연구에서는 오직 카오스와 카오스를 만들어 내지 않는 신호만 분류하기 때문에 카오스를 제외한 나머지 타입의 특성은 고려하지 않고 구성하였다. 이론적으로 정량화된 각 파라미터에 대한 다이내믹 특성의 가시화를 위해 시계열 데이터에 대해 식 (9), (12)를 이용하여 최소 embedding dimension으로 확장하였다. 즉, 각 파라미터에 대한 자기교차를 판별하였다. 각 파라미터에서 결정된 최소 embedding dimension은 Fig. 6에서 보여준다. Fig. 6(a)는  $c = 7$ 에서 FNN을 보여주며, Fig. 6(b)는 파라미터  $c$ 의 변화에 대한 최소 embedding dimension을 보여준다.

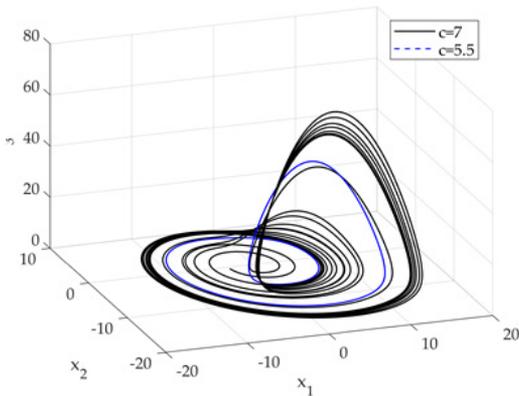


Fig. 3 Phase portrait of a Rossler system with respect to each parameter

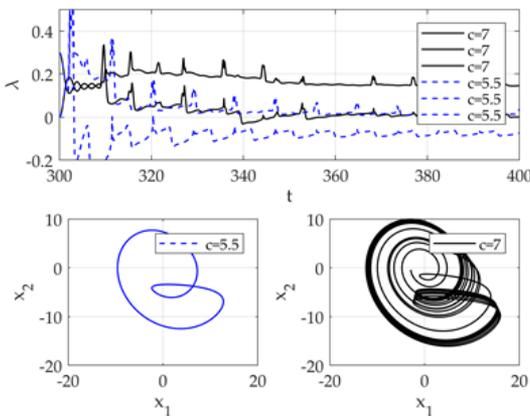
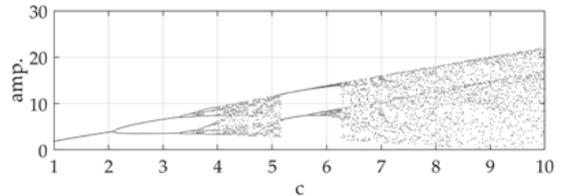
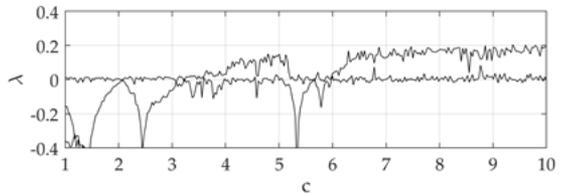


Fig. 4 Lyapunov exponent and 2D phase portrait with respect to each parameter



(a) Bifurcation diagram



(b) Lyapunov exponent

Fig. 5 Quantitative chaotic analysis for nonlinear signal

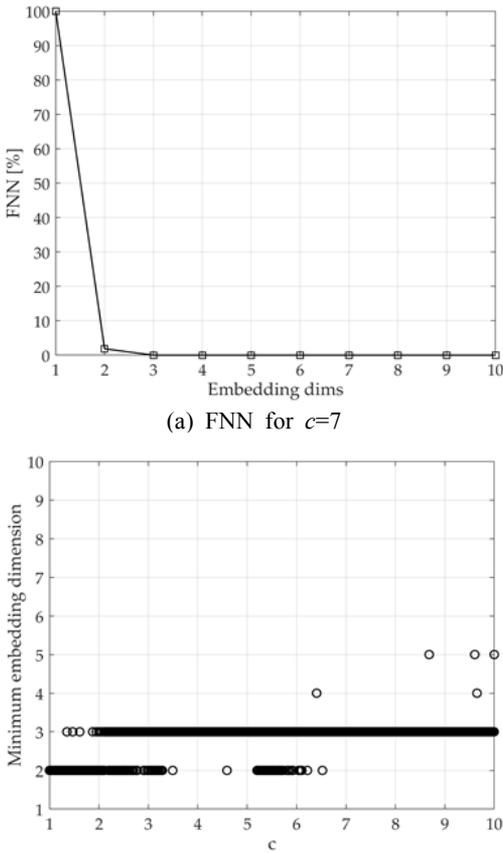


Fig. 6 Minimum embedding dimension of a Rossler system

최소 embedding dimension은 각 구간의 기울기를 구하여 최소 기울기를 나타내는 최초의 차원으로 정의하였다. 각 파라미터에 상응하는 최소 차원을 결정하여 식 (9)를 통해 시스템의 해는 재구성되었다. 식 (13)의 재구성된 해의 노름만을 통해 unthresholded recurrence plot을 표현하였다. Fig. 7은 표현된 recurrence plot의 대표적인 이미지를 나타냈다.

unthresholded recurrence plot의 (a)와 (b)는 카오스이며, (c)와 (d)는 카오스를 만들어 내지 않는 신호이다. (a)와 (c)의 경우 사람이 특징을 인지하여 구분 지을 수 있지만, b와 d는 사람의 인지능력을 통해 분류하기 난해하다. 따라서 파라미터에 대한 unthresholded recurrence plot를 표현하고 데이터셋을 구성하였다.

데이터셋은 80 %의 학습(training)데이터와 20 %의

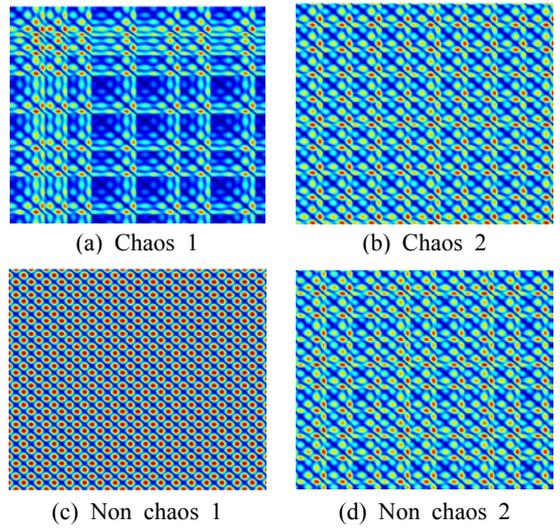


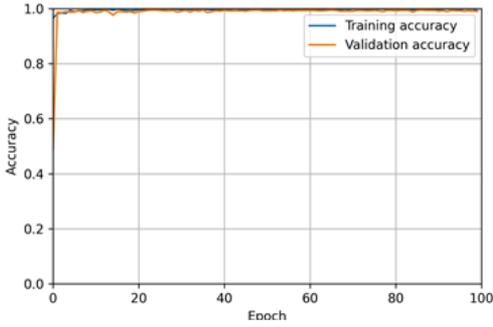
Fig. 7 Unthresholded recurrence plot

Table 2 Dataset samples

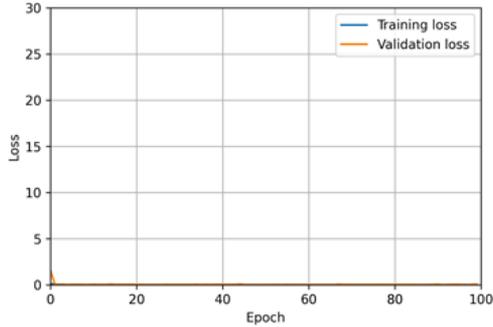
| Data       | Number of samples | Percentage |
|------------|-------------------|------------|
| Training   | 2560              | 64 %       |
| Validation | 640               | 16 %       |
| Testing    | 800               | 20 %       |

실험(test)데이터로 구분하고 학습데이터 내에서 20 %의 검증(validation)데이터를 다시 분할하였다. 학습에 사용된 분할 데이터 샘플은 Table 2에 정리하였다. 여기서 실험데이터는 학습에 사용하지 않은 데이터셋이다. 또한 각 Lyapunov exponent 증가에 따라 데이터가 생성되기 때문에 데이터셋이 순차적으로 생성된다. 따라서 데이터셋 셔플을 통해 일률적 데이터에 의한 오류를 제거하였다.

카오스 신호의 분류는 제안된 CNN 모델을 이용하여 학습이 수행되었다. 2560개에 대한 학습 데이터 샘플에서 카오스의 특성을 찾고 동시에 각 에폭에서 640개의 데이터 샘플을 통해 검증되었다. 그 이후 훈련된 CNN 모델에 800개의 샘플데이터에 대해 테스트를 수행하였다. 결과는 Fig. 8에서 보여준다. 배치 사이즈는 10으로 설정하였으며, 최적화 함수의 learning rate는 0.0001로 설정하였다. Fig. 8(a), (b)에서 보면 초기부터 정확도 및 loss가 안정화되고 학습된 모델은 100 에폭에서 약 99 % 정확성을 얻었다. 이후 학습에 사용되지 않은 800개의 실험 샘플에 대해



(a) Accuracy



(b) Loss

Fig. 8 Minimum embedding dimension of a Rossler system

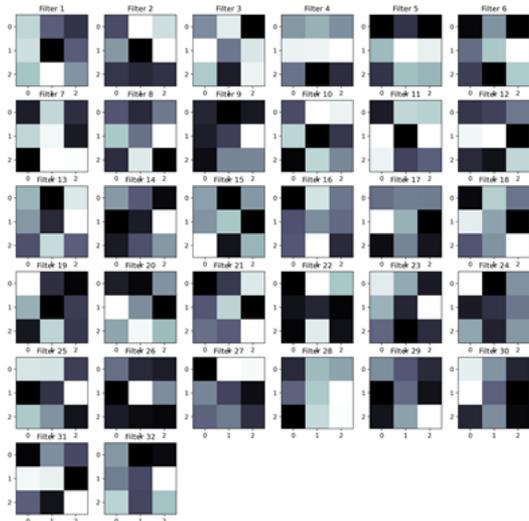


Fig. 9 Filter map for the first convolutional layer

99.7%의 정확성을 가지고 분류하였다.

Fig. 9는 초기 가중치에 의해 설정된 첫 번째 convolution 레이어의 필터 맵을 보여준다. 각 이미지는

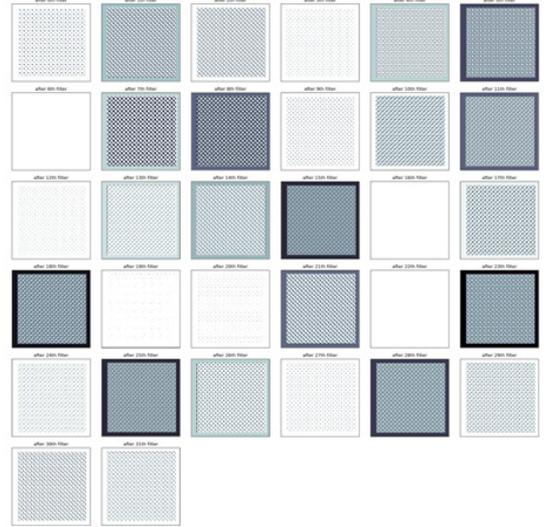


Fig. 10 Feature map of the first convolutional layer for the chaos image

필터 맵과 convolution을 거쳐 이미지의 특성을 추출한다. 추출된 첫 번째 convolution 레이어의 특징 맵은 Fig. 10에 표현하였다. 공백과 같이 표현된 맵은 해당 필터에서 이미지의 특성이 추출되지 않음을 의미한다. 카오스 이미지의 특성 맵을 보면 un-thresholded recurrence plot의 카오스 특성은 CNN을 통해 높은 정확도로 추정이 가능한 것으로 예측된다.

### 3. 결 론

이 논문은 Lyapunov exponent를 이용하여 결정론적 역학계에서 카오스 신호를 결정하고, 반복 특성을 기반으로 가시화하는 방법론을 제안하였다. 또한 제안된 간단한 CNN 모델을 이용하여 카오스 특성을 분류하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론에 도달하였다.

- (1) 시스템 파라미터의 미소 변화에 의해 카오스현상은 나타날 수 있고, 이론적 반복 특성을 고려하여 카오스 특성의 이미지 가시화가 가능하다.
- (2) 제안된 카오스 이미지는 사람의 인지능력으로 정확하게 분류하기 어렵고, 이론적 방법을 통한 분류는 매우 긴 연산 시간을 필요로 한다.
- (3) 반면에 CNN 모델을 활용한 방법론은 비교적 단순한 모델임에도 99%이상의 높은 수준으로 카오스 특성을 분류하였으며, 학습된 모델에 800개의 이

미지에서 수초 이내의 빠른 분류가 가능하다.

향후 추가적인 불확실성 등을 고려한 다이나믹 모델을 개발하여 다양한 조건에서 진동 및 고장 신호 분류에 대해 연구할 예정이다.

## 후 기

이 논문은 2020년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 임. (NRF-2019R1I1A2A03056014)

## References

- (1) Barrio, R., Blesa, F. and Serrano, S., 2009, Qualitative Analysis of the Rössler Equations: Bifurcations of Limit Cycles and Chaotic Attractors, *Physica D: Nonlinear Phenomena*, Vol. 238, No. 13, pp. 1087~1100.
- (2) de Sousa Vieira, M., 1995, Chaos in a Simple Spring-block System, *Physics Letters A*, Vol. 198, No. 5-6, pp. 407~414.
- (3) Oberst, S. and Lai, J. C. S., 2011, Chaos in Brake Squeal Noise, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 330, No. 5, pp. 955~975.
- (4) Popp, K. and Stelzer, P., 1990, Stick-slip Vibrations and Chaos, *Philosophical Transactions: Physical Sciences and Engineering*, Vol. 332, No. 1624, pp. 89~105.
- (5) Wei, D., Ruan, J., Zhu, W. and Kang, Z., 2016, Properties of Stability, Bifurcation, and Chaos of the Tangential Motion Disk Brake, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 375, pp. 353~365.
- (6) Nikias, C. L. and Mendel, J. M., 1993, Signal Processing with Higher-order Spectra, *IEEE Signal Processing Magazine*, Vol. 10, No. 3, pp. 10~37.
- (7) Wu, G. C. and Baleanu, D., 2014, Discrete Fractional Logistic Map and Its Chaos, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 75, No. 1-2, pp. 283~287.
- (8) Sun, K. and Sprott, J. C., 2009, Dynamics of a Simplified Lorenz System, *International Journal of Bifurcation and Chaos*, Vol. 19, No. 04, pp. 1357~1366.
- (9) Wolf, A., Swift, J. B., Swinney, H. L. and Vastano, J. A., 1985, Determining Lyapunov Exponents from a Time Series, *Physica D: Nonlinear Phenomena*, Vol. 16, No. 3, pp. 285~317.
- (10) Baek, J., Nam, J., Do, H. and Kang, J., 2016, Finite Element Analysis for Friction Noise with Respect to the Friction Curve of several Materials, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 40, No. 5, pp. 449~455.
- (11) Nam, J., Do, H. and Kang, J., 2017, Effect of Groove Surface on Friction Noise and its Mechanism, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol. 18, No. 8, pp. 1165~1172.
- (12) Nam, J. and Kang, J., 2020, Friction-induced Vibration by Dust Effect, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 30, No. 2, pp. 201~210.
- (13) Han, Y., 2019, Performance Investigation of Wall-wetting Reduction in Vehicle Engines Utilizing Piezoelectric Ultrasonic Vibrator, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 6, pp. 794~800.
- (14) Bae, S., Kim, K. and Kang, J., 2019, An Experimental Study on the Friction Noise of Interior and External Automotive Materials by Endurance Test, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 3, pp. 347~354.
- (15) Kang, J., 2018, Lyapunov Exponent of Friction-induced Vibration Under Smooth Friction Curve, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 32, No. 8, pp. 3563~3567.
- (16) Kang, J., 2018, Calculation of Lyapunov Exponents in Impacted Beam on Distributed Contact, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 431, pp. 295~303.
- (17) Serweta, W., Okolewski, A., Blaziejczyk-Okolewska, B., Czolczynski, K. and Kapitaniak, T., 2014, Lyapunov Exponents of Impact Oscillators with Hertz's and Newton's Contact Models, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 89, pp. 194~206.
- (18) Astaf'eva, N., 1996, Wavelet Analysis: Basic Theory and Some Applications, *Physics-uspekhi*, Vol. 39, No. 11, p. 1085.
- (19) Marwan, N., Romano, M. C., Thiel, M. and Kurths, J., 2007, Recurrence Plots for the Analysis of Complex Systems, *Physics Reports*, Vol. 438, No. 5-6, pp. 237~329.
- (20) He, K., Zhang, X., Ren, S. and Sun, J., 2016,

Deep Residual Learning for Image Recognition, Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, pp. 770~778.

(21) Lim, H. K., Kim, J. B., Kwon, D. H. and Han, Y. H., 2017, Comparison Analysis of TensorFlow's Optimizer Based on MNIST's CNN Model, Journal of Advanced Technology Research, Vol. 2, No. 1, pp. 6~14.

(22) Kennel, M. B., Brown, R. and Abarbanel, H. D., 1992, Determining Embedding Dimension for Phase-space Reconstruction using a Geometrical Construction, Physical Review A, Vol. 45, No. 6, p. 3403.

(23) Glorot, X. and Bengio, Y., 2010, Understanding the Difficulty of Training Deep Feedforward Neural Networks, Proceedings of the Thirteenth International Conference on Artificial Intelligence and Statistics, pp. 249~256.

(24) He, K., Zhang, X., Ren, S. and Sun, J., 2015, Delving Deep into Rectifiers: Surpassing Human-level Performance on Imagenet Classification, Proceedings of the IEEE International Conference on Computer Vision, pp. 1026~1034.

(25) LeCun, Y. A., Bottou, L., Orr, G. B. and Müller, K., 2012, Efficient Backprop, Neural Networks: Tricks of the Trade. Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 9~48.



**Jaeyoung Kang** is a Professor in the Department of Mechanical Engineering, Inha University. He received his Ph.D. degree in Mechanical Engineering from Purdue University in 2008. His research interests include friction

noise, structural vibration and nonlinear dynamics.

# 탄소강화플라스틱 소재의 복합 가진에 따른 동특성 분석

## Dynamic Analysis of Carbon-fiber-reinforced Plastic Material under Mixed Excitation Mode

김 찬 중<sup>†</sup>  
Chan-Jung Kim<sup>†</sup>

(Received December 16, 2020 ; Revised January 13, 2021 ; Accepted January 26, 2021)

**Key Words :** Mixed Excitation Mode(복합 가진 모드), Carbon-fiber-reinforce Plastic(탄소강화플라스틱 소재), Dynamic Analysis(동적 해석), Uniaxial Excitation(단축 가진 시험), Modal Parameters(모달 파라미터)

### ABSTRACT

The modal parameter of a carbon-fiber-reinforced plastic(CFRP) can be obtained through frequency response functions. It has been reported to vary with operational conditions, temperature, spectral loading patterns, as well as the direction of the carbon fibers. Previous studies have shown the sensitivity of modal parameters to three parameters. For example, five specimens were used to conduct a uniaxial excitation test by changing the direction of the carbon fibers. The effect of the spectral loading pattern was only evident for the modal damping coefficient of CFRP specimens and two different spectrum patterns, random and harmonic, were applied for uniaxial excitation. In this study, the mixed mode was considered to evaluate the sensitivity of modal parameters of CFRP specimens; the uniaxial excitation condition used was the same as that in previous studies. The mixed mode of excitation is also known as the sine-on-random(SOR) mode and is frequently applied in the military as an advanced vibration test code. The modal parameters from the mixed mode were compared to the results of the conventional single mode, random and harmonic, and the dynamic behavior of CFRP specimens was evaluated under the mixed excitation condition.

### 1. 서 론

최근 이동수단에서 연비를 향상시키기 위해 경량 소재에 대한 산업의 요구를 반영하여 마그네슘, 엔지니어링 플라스틱이 대체재로 검토되고 있으며, 탄소강화플라스틱 소재(carbon-fiber-reinforced plastic, CFRP, 이하 탄소복합 소재로 명명)도 차세대 경량 소재로 많이 연구가 이루어져 있다<sup>(1-12)</sup>. 탄소복합 소재는 복합 소재의 한 형태로 단일 방향으로 강성이 매우 큰 탄소

섬유(carbon fiber)의 특성을 효율적으로 활용하기 위해 탄소섬유를 고분자 수지(polymer resin) 등으로 함침한 후 시트 형태로 만들어 사용된다. 탄소복합소재에 대한 기계적 특성은 해당 제품이 개발되는 과정에서 많은 연구가 이루어졌으며 동적 특성에 대해서도 관련 연구가 진행되었다<sup>(13-15)</sup>.

최근 탄소복합소재를 활용하여 동적 특성을 평가하는 과정에서 영향을 주는 인자들에 대해 연구를 수행하였다. 3가지 탄소섬유 방향에 대해 준비된 시편과 가진 패턴(랜덤, 하모닉)에 대해 시험을 수행하여

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Department of Mechanical Design Engineering, Pukyong National University, Assistant Professor  
E-mail : cjkim@pknu.ac.kr

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Jung Woo Son

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

탄소복합소재의 동적 특성인 모달 파라미터 변수들(공진점, 모드 감쇠 계수)에 대한 영향도를 민감도 해석 기법을 활용하여 실험적으로 검증하였다<sup>(16)</sup>. 이후 연구에서는 온도 챔버를 활용하여 5가지 탄소섬유의 방향성을 가진 시편에 대해 단축가진 시험을 실시하였으며, 온도와 탄소섬유 방향이 모달 파라미터들에 영향을 주는 것을 확인하였다<sup>(17)</sup>. 가장 최근 연구에서는 탄소복합소재의 동적 특성이 온도 조건, 외부 가진 진동 패턴 및 탄소복합소재의 탄소섬유 방향에 대해 서로 관계를 확인하였다<sup>(18)</sup>. 이러한 조건에서 진동 패턴들은 단지 랜덤 가진과 하모닉 가진 2가지만을 고려하였기 때문에 민감도 해석을 수행하는 과정에서도 케이스 검증이 다소 부족하였다. 따라서 진동 패턴에 대한 다른 추가적인 연구는 진동 패턴의 기여도를 검증하는데 필요하다.

이 연구에서는 기존 진동시험에 통상적으로 사용되는 랜덤이나 하모닉 가진 이외에 2가지 가진모드를 동시 인가하는 복합 모드를 추가하여 탄소복합소재의 동적 특성을 평가하는 것이 연구 목적이다. 최근 랜덤과 하모닉 가진을 동시에 가진하는 복합모드는 sine-on-random(SOR) 가진 모드라고 불리며 가진 시험 시간을 줄이거나 실제 가진 조건을 반영하기 위해 최근 활용도가 높아지고 있다<sup>(19)</sup>. 서로 다른 5개의 탄소섬유 방향성을 가진시편에 대해 단축가진 시험을 수행하였으며, 온도 조건은  $-8\text{ }^{\circ}\text{C} \sim 105\text{ }^{\circ}\text{C}$ 로 선정하였다. 측정된 주파수응답함수를 활용하여 모달 파라미터를 추출하였으며 해당 분석 방법은 기존 연구들<sup>(16-18)</sup>과 동일하다.

## 2. 탄소복합소재 동적 모델

기계 시스템의 동적 특성을 평가하기 위해 입력과 출력의 비율로 나타내어지는 주파수응답함수가 사용된다. 해당 함수는 시스템이 선형성을 충분하기 가진다는 가정 아래 사용되는 일반적인 함수이며, 비선형 특성이 있는 시스템에서도 특정 조건에서 선형성이 보장된다면 해당 함수의 사용이 가능하다<sup>(20, 21)</sup>. 식 (1)은 모드 좌표계에서 단일 입력( $F(\omega)$ ), 단일 출력( $R(\omega)$ )에 대한 응답 특성을 보여준다.

$$\frac{R(\omega)}{F(\omega)} = \frac{r_i^e}{\omega_{n,i}^2 - \omega^2 + 2\omega_{n,i}\omega\xi_i j} \quad (1)$$

여기서,  $r_i^e$ ,  $\omega_{n,i}$ ,  $\xi_i$ 는  $i$ 번째 모드에 대해 레지듀얼(residual), 공진점(resonance frequency), 모달감쇠(modal damping coefficient) 값을 각각 나타낸다. 공진점( $\omega_{n,i}$ )은 측정된 주파수응답함수들을 활용하여 공통 첨점에서 찾을 수 있으며, 모드 감쇠 값( $\xi_i$ )은 공진점 및 인근 2개의 반동력점 ( $\omega_{n,i}^{(1)}$ ,  $\omega_{n,i}^{(2)}$ )에 의해 식 (2)로 얻을 수 있다.

$$\xi_i = \frac{|\omega_{n,i}^{(1)} - \omega_{n,i}^{(2)}|}{2\omega_{n,i}} \quad (2)$$

주파수응답함수를 모달 파라미터인 공진점과 모드 감쇠 변수를 활용하여 3가지 관심 변수들(온도  $T$ , 가진 패턴  $p$ , 탄소섬유 방향  $\theta$ )을 고려하면 식 (3)과 같다<sup>(16,18)</sup>.

$$H(\omega, T, p, \theta) = \sum_{i=1}^N \frac{r_i^e}{(\omega_{n,i}(T, \theta))^2 - \omega^2 + 2\omega_{n,i}(T, \theta)\omega\xi_i(T, \theta, p)j} \quad (3)$$

여기서, 식 (3)을 통해서 탄소복합소재의 주파수응답함수는 3가지 관심 변수에 종속적임을 나타내고 있으며, 특히 이 연구에서 관심을 둔 가진 패턴은 모드 감쇠에만 영향을 주는 것을 알 수 있다. 일반적으로 공진점과 모드 감쇠 계수 값은 시스템의 고유 특성이므로 변화하지 않지만, 탄소 섬유 방향( $\theta$ ), 외부 온도( $T$ )에 따라 시스템의 강성 및 감쇠 계수에 영향을 주게 된다. 특히, 감쇠 계수의 경우 추가적으로 가진 패턴( $p$ )에 종속적인 변수가 된다.

## 3. 모달 파라미터 추출

### 3.1 단축 가진 시험

탄소복합소재의 동적 특성을 평가하기 위해 기존 연구와 같이 5가지 방향( $0^{\circ}$ ,  $30^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$ ,  $60^{\circ}$ ,  $90^{\circ}$ )에 대한 시편을 준비하였다<sup>(19)</sup>. SK화학에서 제조한 두께  $0.25\text{ mm}$ , 프리프레그 소재(prepreg: USN 250A)를 단일 방향으로 12층으로 쌓은 뒤 고온, 고압으로 성형하는 핫 프레스(hot press) 공법을 사용하여 큰 모재를 제조하였다. 이후 Fig. 1과 같이 5개의 각도별로 절단하여 시편을 준비하였다. 탄소 섬유는 도레이사의 T700(12 K), 함침용으로 사용되는 매트릭스(matrix)는 에폭시 레진으로 구성되었다. 탄소 섬유와 레진의 질량 비율은 64%와 36%로 구성되어 있다.

단축 가진기는 시편과 지그의 전체 무게를 반영하여 최대 하중이 50 kg인 단축 가진기(LW127.141-225, Labworks)를 사용하였으며, 가진기의 컨트롤러(VibPilot)는 M+P International사의 제품을 사용하였다. 이 장비를 활용하여 기존 가진 패턴인 랜덤, 하모닉 가진을 수행하였으며, 복합 모드인 랜덤과 하모닉을 동시 가진하는 이벤트도 추가적으로 실시하였다. 가진기의 온도 조건을 제어하기 위해 환경 챔버(EN-VTH-602-V/ENEX, 9.5 KW)를 구비하여 단축 진동을 다양한 온도에서 수행하도록 준비하였다. 아래 Fig. 2는 온도 챔버를 포함하여 환경 진동 시험 장비를 보여준다.

Fig. 1의 직사각형 탄소복합소재 시편에 대해 7개의 가속도 센서를 활용하여 응답을 측정하였으며, 1개의

하중 데이터를 단축 가진기의 지그 부위에 부착하여 하중 데이터를 계측하였다. Fig. 3과 같이 단축진동 시험을 수행하면서 7개의 가속도들과 입력 힘 데이터를 동시에 측정하였다. 측정 위치는 시편의 전체 거동(global mode)이 측정될 수 있도록 균일한 간격으로 센서를 부착하였다. 지그는 최소 주파수 공진점을 4000 Hz 설계하였기 때문에 1000 Hz 이하에서 나타나는 공진은 모두 탄소복합소재의 동적 특성이라고 볼 수 있다. 단일 가진프로파일은 Table 1로 정리하였으며, 복합 모드는 2가지 가진 조건이 동시에 진행되는 것이다. 하모닉 가진은 sine sweep 형태로 진행하여 10 Hz에서부터 60 Hz/min 조건으로 500 Hz까지

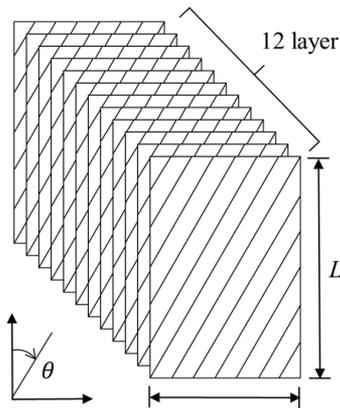


Fig. 1 Configurations of CFRP specimens (L: 150 mm, W: 80 mm)

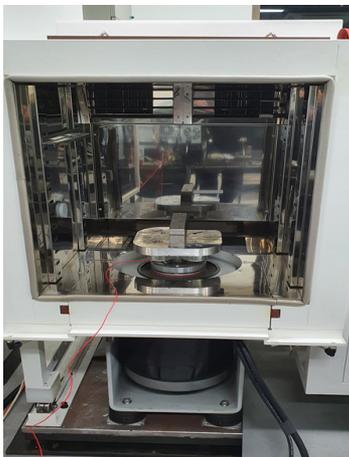
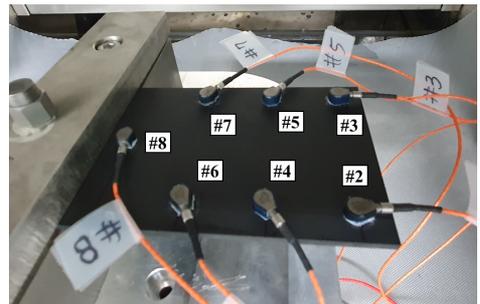


Fig. 2 Uniaxial exciter with temperature chamber for CFRP specimens



(a) Accelerations



(b) Force

Fig. 3 Uniaxial exciter with temperature chamber for CFRP specimens

Table 1 Test profile for single excitation

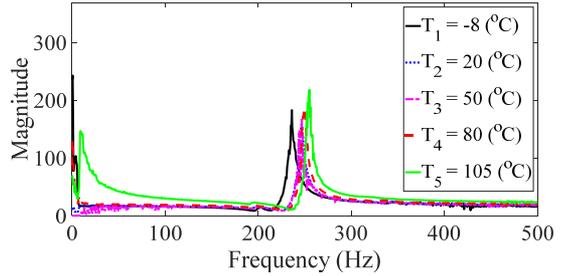
| # | Harmonic       |                  | Random         |                           |
|---|----------------|------------------|----------------|---------------------------|
|   | Frequency [Hz] | Acceleration [g] | Frequency [Hz] | Acceleration [ $g^2/Hz$ ] |
| 1 | 10             | 0.5              | 10             | 0.005                     |
| 2 | 500            | 0.5              | 500            | 0.005                     |

증가시켰으며, 랜덤 가진은 white noise 형태로 동일 시간(8 분 10초)으로 가진 하였다. 온도 조건은 -8 °C, 20 °C, 50 °C, 80 °C, 105 °C로 5가지 조건으로 시험을 진행하였다.

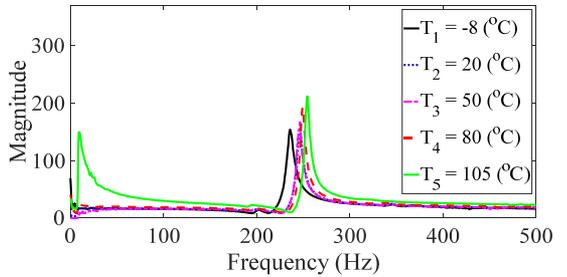
**3.2 주파수응답함수 측정**

탄소복합소재의 동적 특성을 측정하기 위한 방법으로 단축 가진 시험을 수행하였다. 단축 가진 모드는 Table 1에 의거 개별 시험을 수행하였으며, 이 연구에서는 기존 연구 결과를 그대로 활용하였다<sup>(18)</sup>. 복합 진동모드는 2가지 진동 가진 패턴을 동시에 인가하여 응답 특성을 확인하였다. 탄소 섬유 방향에 따라 0°, 30°, 45°, 60° 및 90°에 대해 시편을 #1 ~ #5로 각각 명명하였다. 특히, 복합모드 조건에서 단일 가진 조건들(랜덤, 하모닉)과 각각 동일하게 분석을 수행하기 위해 주파수응답함수를 획득하는 과정에서 랜덤 조건은 시간별로 측정된 주파수응답함수들을 평균을 하였으며, 하모닉 조건은 피크 값을 추출하였다. Fig. 4는 시편 #1에 대해 2가지 가진 패턴에 대한 입력 하중 스펙트럼이며, Fig. 5는 해당 시편에 대해 랜덤 가진 조건에서 매 순간마다 측정되는 coherence 값들 중 예시로 2초~2.1초 순간에 측정한 coherence 함수를 보여준다. Fig. 4를 통해 2개의 입력 패턴이

유사함을 알 수 있으며, Fig. 5를 통해 측정된 주파수 응답함수가 충분히 신뢰성이 있음을 알 수 있다. 특히, coherence 함수에서 하모닉 가진은 peak hold 방식으로 주파수응답함수를 측정하였기 때문에 coherence 함수를 전체 주파수에서 얻어내는 것이 어렵기 때문에

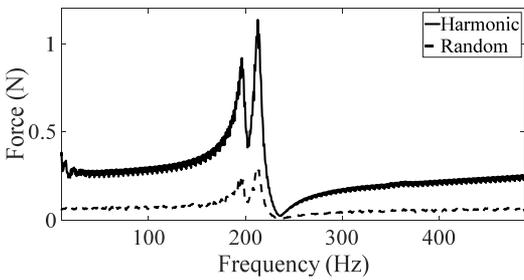


(a) Harmonic

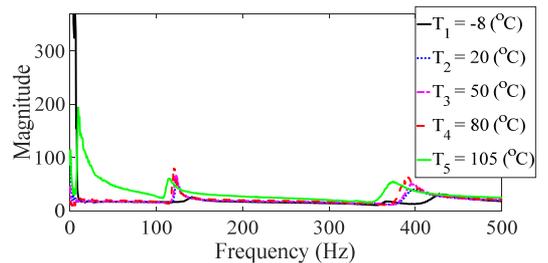


(b) Random

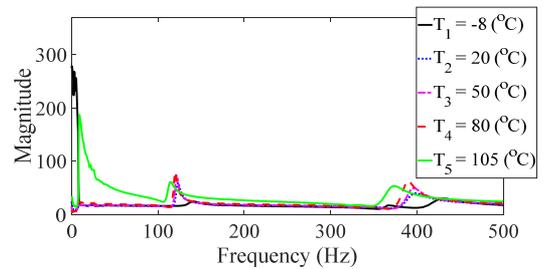
**Fig. 6** Frequency response function for specimen #1



**Fig. 4** Spectrum of force input

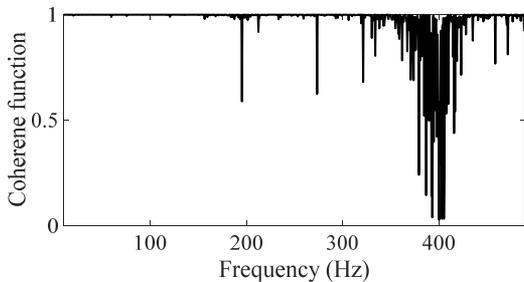


(a) Harmonic



(b) Random

**Fig. 7** Frequency response function for specimen #2



**Fig. 5** Coherence function of frequency response function for random excitation

도시를 별도 하지 않았다. Fig. 6에서 Fig. 10까지의 그래프는 각 시편에 해당하는 측정 결과이다.

### 4. 동적 특성 분석

주파수응답함수를 활용하여 단축 가진 시험을 통해 계측된 힘과 가속도 데이터들을 활용하여 공진점과 모드 감쇠 값에 대해 분석을 수행하였다. 단축 가진기를 통한 단일 입력에 대해 7곳에서 동시에 가속도를 측정하였기 때문에 신호처리 관점에서 SIMO (single-input/multi-output) 조건이며, 모달 파라미터를 추출하기 위해 모든 7개의 측정 주파수응답함수들의 각 주파수별 값을 선형 합(linear summation) 조건으로 합하여 하나의 대표 주파수응답함수를 만든 후 모달 파라미터를 추출하는데 활용하였다. Table 2와 Table 3은 기존 연구를 통해 획득된 공진점과 모드 감쇠 값을 보여준다. Table 4와 Table 5는 이 연구에서 복합 진동 모드에 대해 측정된 데이터를 통해 주파수응답함수로부터 계산된 공진점과 모드 감쇠 값을 정리한 것이다.

탄소복합소재의 이론적 주파수응답함수와 관련된 식 (3)에서 공진점은 입력 주파수 패턴에 무관하고, 모드 감쇠 계수가 진동 패턴에 대한 함수였다. 동적 특성을 나타내는 Table 2에서 Table 5의 그래프에서

공진점은 이론적 모델에서와 같이 진동 패턴의 영향도가 매우 낮음을 확인할 수 있다. 하지만 모드 감쇠 특성의 경우에는 하모닉 모드와 랜덤 모드에서 약간의 차이가 있음을 알 수 있다. 이를 명확하게 확인

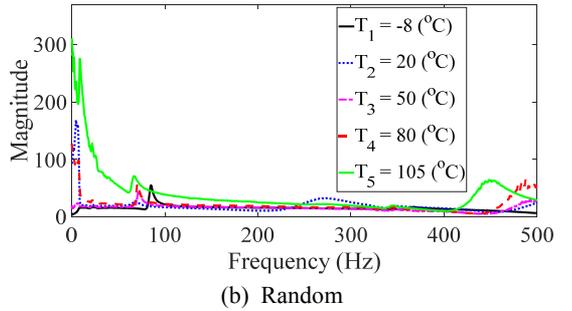
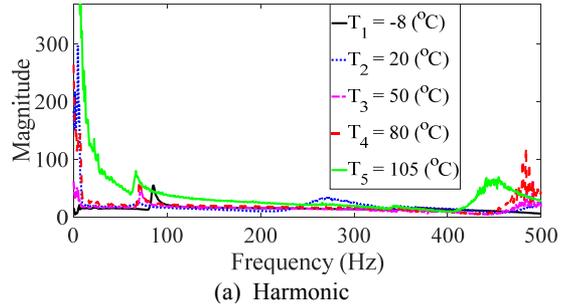


Fig. 9 Frequency response function for specimen #4

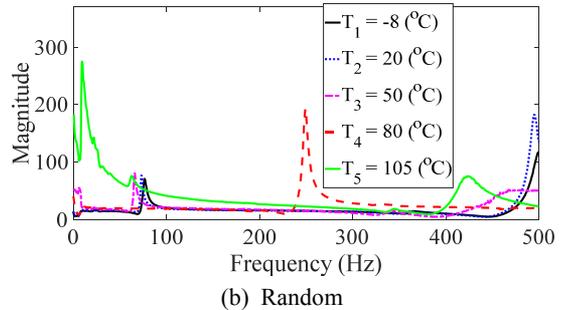
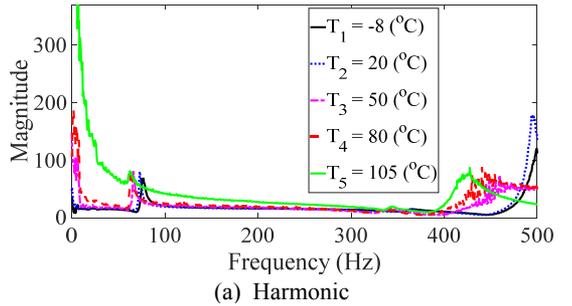


Fig. 10 Frequency response function for specimen #5

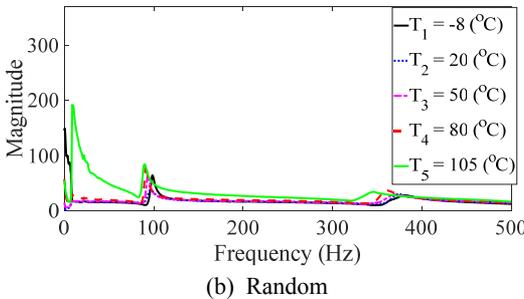
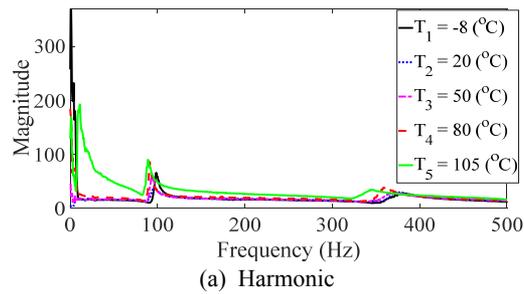


Fig. 8 Frequency response function for specimen #3

하기 위해 시편에 대한 상대오차의 합, 온도에 따른 상대오차의 합에 대한 결과를 Fig. 11에 도시하였다.

Fig. 11(a), Fig. 11(b) 그래프에서 오차가 크게 부각되는 이유는 Table 3에서 시편 #4(각도: 60°)에서 105 °C 특정 상황에서 오차가 크게 발생하였기 때문이다. 이를 특정 상황으로 제외를 하고 전체적으로 살펴보면 Fig. 11(a)에서 시편에 따라 오차의 크기 정도가 단일 가진 모드와 복합 모드 조건에서 특별한 경향성을 보이지 않는다. 다만, 시편 #1이 강성이 가장 크기 때문에

상하 진동 조건에서 가장 적합한 시편 조건이기 때문에 시편 #1에서 오차가 상대적으로 크게 나타난 것은 큰 고려 대상이다. Fig. 11(b)에서 온도에 따른 상대 오차의 경우를 살펴보면 105 °C에서 기존 단일 가진 모드가 매우 큰 오차를 보여주고 있으나 해당 조건을 제외하고는 대체적으로 복합 진동 모드에서 상대오차의 값이 더 큰 것을 알 수 있다.

기존 연구에서 단일 모드에 대한 상대오차를 바탕으로 민감도 해석을 진행하였고 해당 과정에서 기존의

**Table 2** Variation of resonance frequencies for single modes[unit : Hz]

| $\theta$ | Harmonic |       |       |       |        | Random |       |       |       |        |
|----------|----------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|
|          | -8 °C    | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C | -8 °C  | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C |
| 0°       | 236.0    | 247.0 | 246.5 | 250.5 | 252.0  | 235.5  | 246.5 | 246.0 | 249.5 | 253.0  |
| 30°      | 141.0    | 123.5 | 121.5 | 119.5 | 116.0  | 141.5  | 123.0 | 121.5 | 120.0 | 114.5  |
| 45°      | 100.0    | 97.0  | 93.5  | 91.0  | 90.0   | 99.0   | 96.0  | 94.0  | 91.5  | 91.5   |
| 60°      | 85.0     | 68.5  | 72.0  | 70.5  | 67.0   | 85.0   | 68.5  | 71.5  | 71.0  | 67.5   |
| 90°      | 77.0     | 73.0  | 73.0  | 64.5  | 63.0   | 76.5   | 73.5  | 66.0  | 64.0  | 64.5   |

**Table 3** Variation of modal damping coefficient for single modes[unit : %]

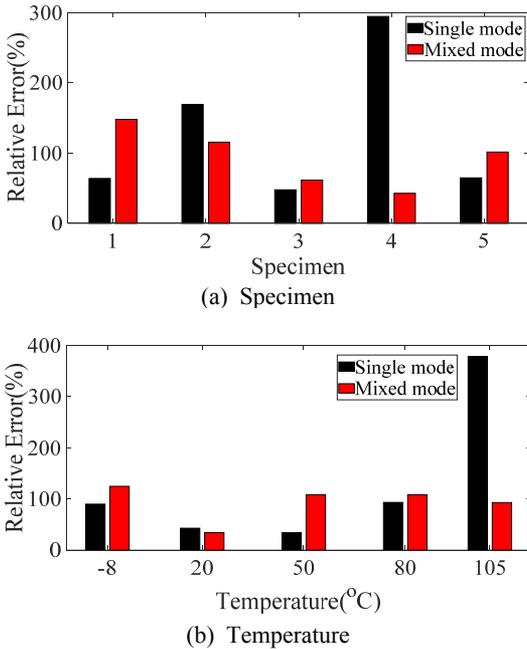
| $\theta$ | Harmonic |       |       |       |        | Random |       |       |       |        |
|----------|----------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|
|          | -8 °C    | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C | -8 °C  | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C |
| 0°       | 1.1      | 1.1   | 0.9   | 1.1   | 0.9    | 1.6    | 1.2   | 0.9   | 1.0   | 0.9    |
| 30°      | 16.1     | 2.1   | 1.4   | 1.7   | 2.8    | 18.5   | 2.2   | 1.6   | 0.8   | 5.1    |
| 45°      | 2.6      | 6.6   | 2.4   | 2.0   | 3.3    | 2.4    | 6.1   | 2.4   | 2.1   | 2.4    |
| 60°      | 2.2      | 14.5  | 3.8   | 2.6   | 2.4    | 2.6    | 13.0  | 3.8   | 2.9   | 8.5    |
| 90°      | 2.8      | 1.8   | 2.0   | 2.7   | 2.7    | 2.7    | 2.0   | 2.4   | 3.1   | 5.7    |

**Table 4** Variation of resonance frequencies for mixed modes[unit : Hz]

| $\theta$ | Harmonic |       |       |       |        | Random |       |       |       |        |
|----------|----------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|
|          | -8 °C    | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C | -8 °C  | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C |
| 0°       | 236.0    | 246.5 | 246.5 | 249.0 | 255.0  | 236.0  | 246.5 | 246.5 | 249.5 | 254.5  |
| 30°      | 141.0    | 123.5 | 123.0 | 120.0 | 114.5  | 141.0  | 123.5 | 121.5 | 120.0 | 115.0  |
| 45°      | 98.5     | 97.0  | 93.5  | 91.0  | 89.0   | 98.5   | 96.5  | 93.5  | 91.0  | 89.5   |
| 60°      | 85.5     | 68.5  | 72.0  | 70.0  | 66.5   | 85.0   | 68.5  | 72.0  | 70.5  | 67.0   |
| 90°      | 77.0     | 73.0  | 66.0  | 64.5  | 62.5   | 76.5   | 73.5  | 66.0  | -     | 62.5   |

**Table 5** Variation of resonance frequencies for mixed modes[unit : %]

| $\theta$ | Harmonic |       |       |       |        | Random |       |       |       |        |
|----------|----------|-------|-------|-------|--------|--------|-------|-------|-------|--------|
|          | -8 °C    | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C | -8 °C  | 20 °C | 50 °C | 80 °C | 105 °C |
| 0°       | 0.7      | 1.1   | 0.3   | 1.1   | 0.8    | 1.5    | 1.3   | 1.0   | 1.0   | 1.0    |
| 30°      | 11.2     | 2.0   | 1.8   | 1.3   | 5.9    | 15.9   | 2.2   | 1.2   | 1.7   | 5.6    |
| 45°      | 2.5      | 5.8   | 2.4   | 1.6   | 3.5    | 2.5    | 6.1   | 2.4   | 1.9   | 4.2    |
| 60°      | 2.7      | 13.2  | 3.5   | 2.5   | 6.8    | 2.6    | 15.2  | 3.9   | 3.0   | 10.4   |
| 90°      | 3.0      | 1.8   | 1.9   | 2.4   | 9.4    | 2.7    | 1.8   | 2.1   | -     | 14.2   |



**Fig. 11** Relative error analysis results of modal damping coefficients

연구 결과(Table 2, Table 3)를 그대로 사용하였다<sup>(18)</sup>. 단일 가진 패턴 조건과 비교하여 복합모드는 하모닉과 랜덤 가진이 동시에 수행되기 때문에 외부 가진 패턴에 민감한 모드 감쇠 값은 변화가 작을 것으로 예상할 수도 있었다. 하지만 이 연구에서 실험적으로 복합 모드 조건에서 도출된 모드 감쇠 계수 값을 단일 모드에서 획득한 결과와 비교한 결과 오차가 오히려 더 증가하고 민감도 결과도 변화가 발생하였다.

따라서 기존 연구에서 밝힌 진동 가진 패턴의 차이는 단순히 2개의 패턴을 섞인 것만으로 유사성을 보이지 않으며 별도의 다른 진동 패턴임을 도출할 수 있다. 따라서 탄소복합소재의 감쇠 계수에 영향을 주는 민감도에 복합 모드는 2가지 단일 모드와 별개의 다른 가진 패턴에 해당한다.

복합 모드의 진동 패턴은 참고문헌 (19)에 규정한 바와 같이 특정 상황에서 나타날 수 있고, 계측 위치에 따라서 복합 모드가 나타날 수 있다<sup>(22)</sup>. 따라서 탄소복합소재를 활용하여 이동수단 등에 활용될 경우 모드 감쇠 계수의 값이 단일 모드들과 복합 모드에 유사하게 영향을 주는 것을 알 수 있다. 특히, 복합 모드에서는 단일 모드의 경우와 비교하여 오차의 범

위가 커지는 것을 실험적으로 보였기 때문에 더 주의가 필요하다고 판단된다.

### 5. 결 론

탄소복합소재의 동적 특성은 공진점과 모드 감쇠 계수로 나타낼 수 있으며, 외부 조건인 온도, 진동 가진 패턴과 내부 조건인 탄소 함유의 방향이 동적 특성 측면에서 영향을 준다는 것을 단축 가진 실험을 통해 재차 확인하였다. 특히 기존 연구에서의 한계였던 가진 패턴 2가지를 확대하여 복합 모드를 고려하여 모드 감쇠 계수의 변화를 살펴보았다. 시험 결과 복합 모드는 단순 모드의 조합이 아니라 별도의 패턴 이벤트라는 것을 알 수 있었으며, 복합 모드에서의 오차는 단일 모드에서의 경우 대비 증가되는 경향도 온도 조건에서 확인하였다. 따라서 탄소복합소재의 동적 특성을 식별하는 과정에서 복합 모드의 진동환경에 노출될 경우 개별 단일 모드들의 결과를 통해 유추할 수 없기 때문에 특별한 주의가 필요하다.

### 후 기

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2019년)에 의하여 연구되었습니다.

### References

- (1) Darby, A, Ibell, T. and Evernden, M., 2010, Innovative Use and Characterization of Polymers for Timber-related Construction, Materials, Vol. 3, No. 2, pp. 1104~1124.
- (2) Curtin, W. A., 2000, Tensile strength of Fiber-Reinforced Composite: III. Beyond the traditional Weibull Model for Fiber Strengths, Journal of Composite Materials, Vol. 34, No. 15, pp. 1301~1332.
- (3) Khan, S. U., Li, C. Y., Siddiqui, N. A. and Kim, J. K., 2011, Vibration Damping Characteristics of Carbon Fiber-reinforced Composites Containing Multi-walled Carbon Nanotubes, Composites Science and Technology, Vol. 71, No. 12, pp. 1486~1494.
- (4) Lopez-Puente, J. and Li, S., 2012, Analysis of Strain Rate Sensitivity of Carbon/Epoxy Woven Composites, International Journal of Impact Engineering,

Vol. 48, pp. 54~64.

(5) Xie, X., Li, X. and Shen, Y., 2014, Static and Dynamic Characteristics of a Long-span Cable-stayed Bridge with CFRP Cables, *Materials*, Vol. 7, No. 6, pp. 4854~4877.

(6) Shukri, A. A., Darain, K. M. and Jumaat, M. Z., 2015, The Tension-stiffening Contribution of NSM CFRP to the Behavior of Strengthened RC Beams, *Materials*, Vol. 8, No. 7, pp. 4131~4146.

(7) Wickaksono, S. and Chai, G. B., 2015, Life Prediction of Woven CFRP Structure Subject to Static and Fatigue Loading, *Composite Structures*, Vol. 119, pp. 185~194.

(8) Fasana, A., Ferraris, A., Airale, A. G., Polato, D. B. and Carello, M., 2017, Experimental Characterization of Damped CFRP Materials with an Application to a Lightweight Car Door, *Shock and Vibration*, Vol. 2017, Article ID. 7129058.

(9) Zhang, Y., Yang, Y. E., Du, W. and Han, Q., 2019, Research on Finite Element Model Modification of Carbon Fiber Reinforced Plastic(CFRP) Laminated Structures based on Correlation Analysis and an Approximate Model, *Materials*, Vol. 12, No. 16, Article No. 2625.

(10) Waqas, H. M., Shi, D., Imran, M., Khan, S. Z., Tong, L., Ahad, F., Zaidi, A. A., Iqbal, J. and Ahmed, W., 2019, Conceptual Design of Composite Sandwich Structure Submarine Radome, *Materials*, Vol. 12, No. 12, Article No. 1966.

(11) Lin, P. C., Fang, J. C., Lin, J. W., Tran, X. V. and Ching, Y. C., 2020, Preheated(Heat-assisted) Clinching Process for Al/CFRP Cross-tension Specimens, *Materials*, Vol. 3, No. 18, Article No. 4170.

(12) Pavlovic, A., Sintoni, D., Fragassa, C. and Minak, G., 2020, Multi-objective Design Optimization of the Reinforced Composite Roof in a Solar Vehicle, *Applied Sciences*, Vol. 10, No. 8, Article No. 2665.

(13) Zhang, S. H. and Chen, H. L., 2006, A Study on the Damping Characteristics of Laminated Composites with Integral Viscoelastic Layers, *Composite Structures*, Vol. 74, No. 1, pp. 63~69.

(14) Kim, C. J., 2016, Dynamic Analysis of Carbon-fiber-reinforced Plastic for Different Multi-layered Fabric Structure, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 26, No. 4, pp. 375~382.

(15) Kolesnyk, V., Peterka, J., Kuruc, M., Simna, V., Moravcikova, J., Vopat, T. and Lisovenko, D., 2020, Experimental Study of Drilling Temperature, Geometrical Errors and Thermal Expansion of Drill on Hole Accuracy when Drilling CFRP/Ti Alloy Stacks, *Materials*, Vol. 13, No. 14, Article No. 3232.

(16) Kim, C. J., 2019, Sensitivity Analysis of the Frequency Response Function of Carbon-fiber-reinforced Plastic Specimens for Different Direction of Carbon Fiber as well as Spectral Loading Pattern, *Materials*, Vol. 12, No. 18, Article No. 2983.

(17) Kang, H. Y., Kim, C. J. and Lee, J., 2020, Modal Damping Coefficient Estimation of Carbon-fiber-reinforced Plastic Material Considering Temperature Condition, *Materials*, Vol. 13, No. 12, Article No. 2872.

(18) Kim, C. J., 2020, Temperature-dependent Dynamic Characteristics of Carbon-fiber-reinforced Plastic for Different Spectral Loading Patterns, *Materials*, Vol. 13, No. 22, 5238.

(19) MIL-STD-810G Committee, 2008, Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Department of Defense Test Method Standard, Department of Defense: Washington, DC, USA.

(20) Ewins, D. J., 2000, Modal Testing, 2nd Edition, Research Studies Press, Baldock, England.

(21) Inman, D. J., 2014, Engineering Vibration, 4th Edition, Pearson, Boston, USA.

(22) Kim, C. J., 2017, Accelerated Sine-on-random Vibration Test Method of Ground Vehicle Components Over Conventional Single Mode Excitation, *Applied Sciences*, Vol. 7, No. 8, Article No. 805.



**Chan-Jung Kim** received Ph.D. degree from Seoul National University in 2011. He was senior researcher at Korea Automotive Technology Institute over 12 years(2003-2015). Since 2015, he has been joined as the faculty of Pukyong National

University, where he is associate professor of Mechanical Design Engineering. His research interests are in the area of the vibration fatigue, noise and vibration issue of mechanical systems.

# FE 모델향상 기법을 이용한 세장한 아치구조의 경계조건 결정

## Determination of Boundary Conditions for a Slender Arch Structure Using the FE Model Updating Technique

조 순 호<sup>†</sup>  
Soon-Ho Cho<sup>†</sup>

(Received December 17, 2020 ; Revised January 8, 2021 ; Accepted January 11, 2021)

**Key Words :** Buckling(좌굴), Eigenvalue Analysis(고유치해석), Input-output Modal Analysis(입력-출력 모드해석), FE Model Updating(유한요소 모델향상), Finite Element Analysis(유한요소해석), Film-covered Green House(비닐하우스), FRF(주파수 응답함수), 2nd-order Analysis(2계 해석), Snow Load(설하중), Slender Arch(세장한 아치), System Identification(시스템판별)

### ABSTRACT

For a long time, finite element analysis was widely used as an analytical tool to predict the modal parameters of large civil structures such as frequencies and mode shapes. However, their predicted responses normally do not correlate well with those observed because of the physical uncertainties inherent in the boundary conditions, and material properties that are engaged during the mass and stiffness estimations in the FE model. A modal parameter- or an FRF-based finite element model updating procedure can effectively address the aforementioned issue by varying the structural parameters based on the optimization theory, resulting in a highly reliable FE model. This paper demonstrates how a numerical or mathematical model can be iteratively updated to closely match with the global responses of the physical model. In this study, a slender arch structure for green houses is considered as a test specimen. Using an impulse hammer, an input-output modal test is performed, and its natural frequencies and mode shapes are extracted using an advanced system identification, called PolyMAX. Additionally, the test specimen is numerically modeled using ANSYS and a common in-house program, which can be directly exported to a FE model updating tool. The modal parameters or FRFs extracted from a series of vibration records are used as the reference data for updating the initial finite element model by varying the stiffnesses of the members and base or connection springs in a 3-dofs. Finally, it is found that the updated finite element model shows sufficient improvement in the correlation between the test and analysis results in terms of the modal parameters or FRFs, while the latter case scatters more.

## 1. 서 론

비닐하우스 등과 같은 임시성격의 농촌시설구조물

은 강재 파이프로 제작된 아치구조, 단순철물을 사용한 접합방식, 필름커버 사용, 단순 매립기초 등을 대표적인 특징으로 들 수 있다<sup>(1)</sup>. 폭설에 의한 이러한 구조물의 파괴형상은 아치의 휨 혹은 전체좌굴 등에

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Department of Architectural Engineering, Gwangju University, Professor  
E-mail : gaza@gwangju.ac.kr

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Jae Eun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

의하여 발생함을 알 수 있는데, 파괴를 유발하는 핵심인자를 보다 명확히 도출하고, 이에 따른 구조물의 수직 하중지지 능력을 결정하기 위하여서는 현재의 시설구조물이 포함하는 접합 및 기초상태, 아치종류 및 하중상태 하에서 과다 적설하중에 의하여 파괴될 수 있는 다양한 구조물의 파괴양상을 실제와 가깝게 재현할 수 있는 실험방법의 개발이 요구된다. 종래 재하실험에 의하여 비닐하우스와 같은 매우 세장한 구조물의 수직하중에 의한 전체좌굴하중을 결정하기에는 하중재하 및 측정방법 등에 심각한 어려움이 발생한다.

비닐하우스와 같이 곡선 프로파일(profile)이며, 매우 가느다란 구조물의 좌굴하중을 결정하기 위하여서는 전체구조물 레벨에서 구조적 결합(잔류응력, 비수직성과 같은 기하학적 결합, 접합부에 존재하는 편심, 부재의 초기 휨 등)을 고려한 완전 2계-해석(full 2nd-order analysis)이 요구된다. 일반 사각형 골조와는 달리 전체구조물과 부재 레벨의 기하학적 결합의 구분은 하지 않는다. 기존 연구에 의하면 완전 2계-해석에 영향을 미치는 주요 요소로서는 파이프 부재의 모멘트-곡률 관계가 일반 2선식 항복모델과는 달리 상당량이 감소하며, 소성 진행 과정에서보다 심한 비선형 부분을 포함하고 있다는 점이다<sup>(2)</sup>. 이외에도 기초부의 구속상태가 지지력에 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 실제로 비닐하우스 구조물의 기초부는 부분고정 상태이며, 고정의 정도는 토질조건에 따른 매립길이, 앵커의 사용 등에 따라 달라진다. 국내 일반 실무에서 아치의 매립길이는 50 cm 이상을 요구한다. 또한 주 아치에 연결되는 수평 가로대 부재의 구속 작용도 접합조건에 따라 어느 정도 영향을 미칠 것으로 판단된다.

따라서 전체구조물의 결합 정도를 결정하는 문제가 임시 구조물 성격을 나타내는 비닐하우스 아치 구조물의 내력 산정에서 주요 요소가 된다. 기존 연구는 전체구조물의 결합은 1차 고유모드의 형상으로부터 결정하거나, 이에 상응하는 등가 수평하중을 결정하여 가력하는 방법을 추천하고 있다<sup>(2)</sup>. 결과적으로 실험강도와 2계-탄소성 해석, 1계-탄성 혹은 2계-비선형 좌굴해석으로부터 획득한 해석강도를 비교하여 전체적인 결합치를 제안하고 있다.

이외에도 수직하중이 부가되지 않은 구조물에 비하여 수직하중이 부가된 구조물의 고유치는 감소하

며, 고유주파수가 0이 될 때의 수직하중을 탄성좌굴을 유발하는 하중으로 간주할 수 있다는 기본 생각에 근거하여 이 진동실험을 계획하게 되었다<sup>(3,4)</sup>.

이러한 목적 이외에도 이 연구에서 개발하고자 하는 진동계측에 의한 구조물의 성능평가기술은 전체구조물의 수직 및 수평방향 강성결정, 동적거동을 결정하는 고유치 추출, 기초부의 고정상태, 연결부의 접합상태 등과 같은 불확정 구조( $\xi$ ) 변수(uncertain structural parameters)를 결정하여 보다 합리적인 해석모델의 구축하고 더 나아가서는 손상정도를 감지하여 구조물의 건강상태를 상시 평가하는 등의 내용을 포함한다<sup>(5)</sup>.

## 2. 충격햄머에 의한 모달실험

### 2.1 시험체 및 실험방법

시험체로 제작된 비닐하우스는 2008년 농림수산식품부 고시 내재해기준 시설물<sup>(1)</sup>에서 제안하는 07-단동-3으로서 길이 10.0 m, 폭 7.0 m, 높이 3.4 m, 적설심 50 cm 및 풍속 36 m/s를 지지하도록 설계된 구조이다. 제작된 시설물 구조의 전체형상 및 관련상세는 Fig. 1과 같다. 아치는 직경( $d$ ) 31.8 mm, 두께( $t$ ) 1.5 mm, 가로대 및 대각선재는 직경 25.4 mm, 두께 1.5 mm의 강재 파이프(SPVHS)를 각각 사용하였다.

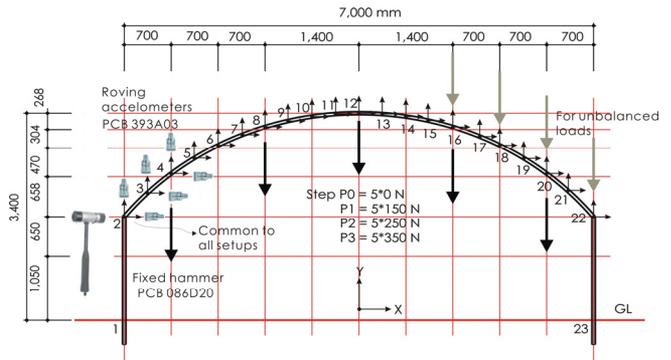
실험대상 아치는 내부에 위치한 아치로서 수평 가로대는 연결되어 있으나, 대각선재 및 면내 수직 및 수평 보조재가 없는 순수 아치에 가까운 형태를 취하고 있다. 센서부착 및 햄머타격을 용이하게 하기 위하여 비닐외피는 씌우지 않았다.

실험에 사용된 센서는 ICP Type의 1축-가속도계로서 PCB 393A03(1 V/g, 0.3 Hz ~ 1000 Hz,  $\pm 5$  g)이며, 충격햄머는 ICP Type의 force sensor가 내장된 PCB 086D20 (0.23 mV/N,  $\pm 22$  000 N)이다<sup>(6)</sup>. 데이터획득장치(data acquisition, DAQ)는 16 ch의 벨기에 LMS사<sup>(7)</sup>의 pimento로서 24 bit, 50 Hz ~ 50 000 Hz까지 다양한 sampling rate, 0.316 V ~ 10 V까지 4단계의 input range 등의 사양을 보유하고 있다.

아치구조의 고유진동수 및 모드형태를 결정하기 위한 이 실험은 Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 고정된 한점(절점 2)에서 수평방향으로 충격을 가하고, 수평 및 수직방향 6개의 가속도계를 1 setup으로 하여 10 번을 반복 측정한 후, 다음 절점으로 2조의 센서만 이동하는 방법을 택하여 전체 10 setups을 구성하여 한



(a) Test structure



(b) An overall test setup and configuration

**Fig. 1** An arch structure for plastic film-covered green houses

개의 아치에 대한 실험을 완료하였다<sup>(8)</sup>. 센서의 부착면이 곡면인 관계로 곡면에 센서를 부착할 수 있는 특별장치의 제작이 필요하였으며, 한 절점에서 센서는 X, Y 방향으로 나사로 고정하여 부착물에 연결하였다. 햄머 팁은 저주파에 적합한 soft 재질을 사용하였으며, 대략 햄머력의 크기는 100 N~200 N을 유지하였고, 이에 따른 가속도의 크기는 20 m/s<sup>2</sup> 정도였다. Sampling frequency = 200 Hz, input range = 3.16 V (센서) 및 10 V(햄머), pretrigger = 1 %, force window = rectangular 10 %, exponential window = decay constant 0.25, block resolution = 1024 등의 LMS의 TestXpress<sup>(7)</sup> option을 사용하였다.

**2.2 실험결과**

내부아치에 대한 충격햄머 실험으로부터 획득한 입력 및 출력기록을 사용하여 고유진동수( $f$ ), 모드형태( $\phi$ ) 및 감쇠율 등과 같은 구조성능을 추출하기 위한 일련의 모달해석을 수행하였다.

LMS사의 TestLab<sup>(7)</sup>에서 제공하는 모달해석은 표준방법인 PLSCE(polyreference least-squares complex exponential)<sup>(9)</sup> 및 PolyMAX(polyreference least-squares complex frequency domain)<sup>(10)</sup> 등인데, 충격실험 모듈로부터 획득한 block time 데이터에 일련의 수학적 계산을 통하여 가공한 FRF(frequency response function)를 최종적으로 저장하고, 이를 모달해석의 입력데이터로 사용하고 있다. 그 후에는 선택된 데이터에 대하여 pole 및 모드형태 산정, 안정화도(stability diagram) 작성 및 실제 pole 선택, animation 등 일련의 단계를 거쳐 구조성능을 추출하고, 최종적으로 실험과 모달이론에 의하여 합성한 FRF로부터 산정한 모드형태의

**Table 1** Modal parameters extracted from measured vibration records

| Mode | Description  | Without preaxial loads (P=0) |             |                      |                   |
|------|--------------|------------------------------|-------------|----------------------|-------------------|
|      |              | Analyzed by ANSYS            |             | Extracted by PolyMAX |                   |
|      |              | Fixed [Hz]                   | Pinned [Hz] | Frequency [Hz]       | Damping ratio [%] |
| 1    | 1st lateral  | 2.848                        | 1.350       | 2.916                | 2.71              |
| 2    | 1st vertical | 5.171                        | 3.849       | 5.169                | 2.05              |
| 3    | 2nd lateral  | 10.091                       | 8.342       | 10.001               | 1.14              |
| 4    | 2nd vertical | 16.072                       | 14.496      | 18.807               | 0.27              |
| 5    | 3rd lateral  | 24.851                       | 22.443      | 24.607               | 1.0               |
| 6    | 3rd vertical | 35.048                       | 31.018      | 33.852               | 0.26              |

관계를 MAC(modal assurance criterion) 등을 통하여 검증하고 있다. 충격하중 및 응답진동기록에 PolyMAX 시스템관별법을 적용하여 추출한 고유진동수 및 감쇠비는 Table 1과 같으며, 또한 저차 모드 형태는 Fig. 2와 같다.

PLSCE는 매우 산란된 안정화도를 나타내므로 더 이상 고려하지 않았다. 한편, ANSYS<sup>(11)</sup>를 사용한 유한요소해석으로부터 획득한 모드형태와 PolyMAX로부터 추출한 모드를 비교하였으며, 현재로서는 5차~6차 모드까지 유효한 것으로 판단되었다(Table 1).

실험 및 해석절차에 관한 보다 자세한 내용은 참고 문헌 (12)를 참조하라.

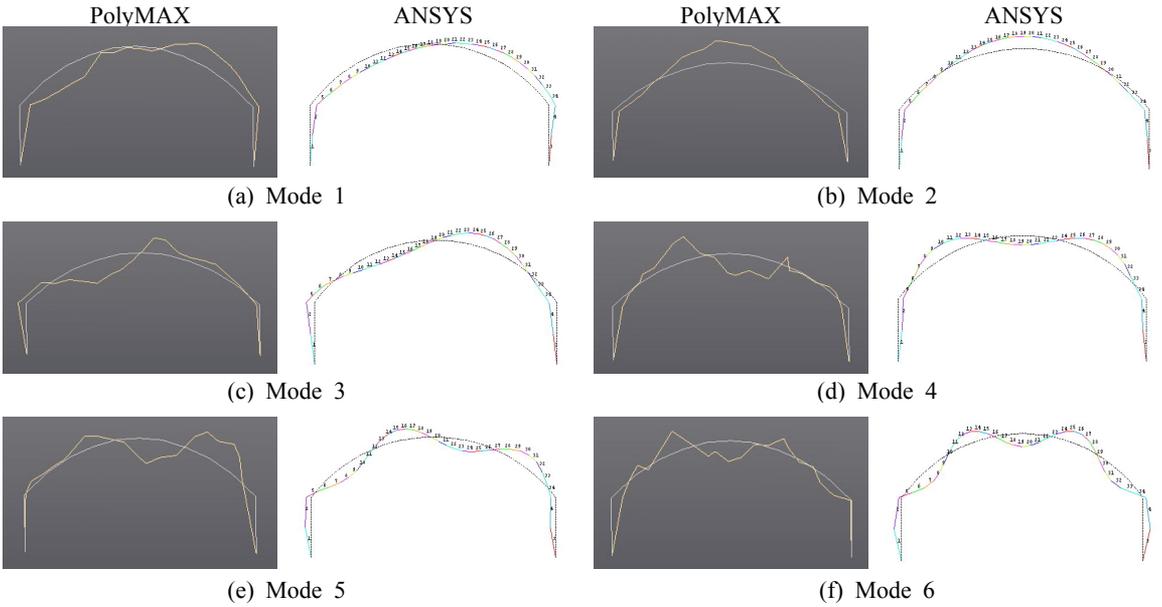


Fig. 2 Comparisons between extracted and analyzed mode shapes (P=0)

### 3. FE 모델 향상

모델향상이란 FE 해석결과와 실험치와의 차이를 정성적으로 분석하여, 입력변수의 값을 수정하여 실험결과와 일치하는 FE 해석모델을 구축하는 일련의 과정이라 정의할 수 있다.

실제상황을 모사한 FE 해석모델은 종종 물리적 및 수치적 불확실성을 포함한다. 물리적 불확실성으로는 경계조건, 접합부 강성 및 재료의 기계적 성능 등을 들 수 있으며, 수치적 불확실성은 수학적 모델링 및 이산화 오류, 인간의 실수 등에 기인한다. 이외에도 불확실성은 제작상의 허용오차, 작동조건 등에도 영향을 받는다. 이러한 부정확성을 극복하기 위하여 변수를 사용한 모델향상기법은 최근 들어 많은 주목을 받고 있다<sup>(5)</sup>.

이 연구에서는 임시 구조물 성격의 세장한 파이프 아치구조를 대상으로 동적측정으로부터 획득한 고유주파수 및 모드형태 혹은 FRF를 이용하여 기초부 고정정도 및 수평부재의 구속정도를 주요변수로 하여 모델향상을 시도하였다. ANSYS 해석모델은 탄성 혹은 비탄성좌굴을 고려한 2계-해석을 수행하였다.

모델향상은 단계 1: FE 해석모델 구축, 단계 2: 해석모델의 import, 단계 3: 실험으로부터 추출한 모달계수 import, 단계 4: 실험치와 해석치의 비교, 단계 5:

수렴조건 setup, 단계 6: 변수선택, 단계 7: 해당변수에 대한 민감도 해석, 단계 8: 수렴조건이 만족 될 때까지 반복계산 등으로 구성된다<sup>(13)</sup>.

목표 응답치로서 선정된 고유진동수 혹은 모달변위와 같은 개개 모달변수에 대한 오차, 전체 상관정보를 나타내는 MAC 혹은 질량에 대한 오차를 나타내는 여러 상관계수는 아래와 같다. 서로 다른 응답치는 예상되는 상대오차( $C_{Ri}$ )를 사용하여 가중치를 달리 부가하였다. 해석치와 실험치의 오차는  $N$ 개의 고유진동수에 대하여 weighted relative difference (CCMEAN) 혹은 weighted absolute relative difference (CCABS), 모드형태에 대하여 average MAC (MACMEAN 혹은 CCMAC) 등으로 식 (1)~(3)과 같이 표시한다.

CCMEAN or

$$CCABS = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_{R_i} \frac{\Delta f_i \text{ or } |\Delta f_i|}{f_i} \tag{1}$$

$$MACMEAN = 1 - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N C_{R_i} MAC_i \text{ or}$$

$$CCMAC = \frac{1}{\sum_{i=1}^N C_{R_i}} \sum_{i=1}^N (1 - C_{R_i} MAC_i) \tag{2}$$

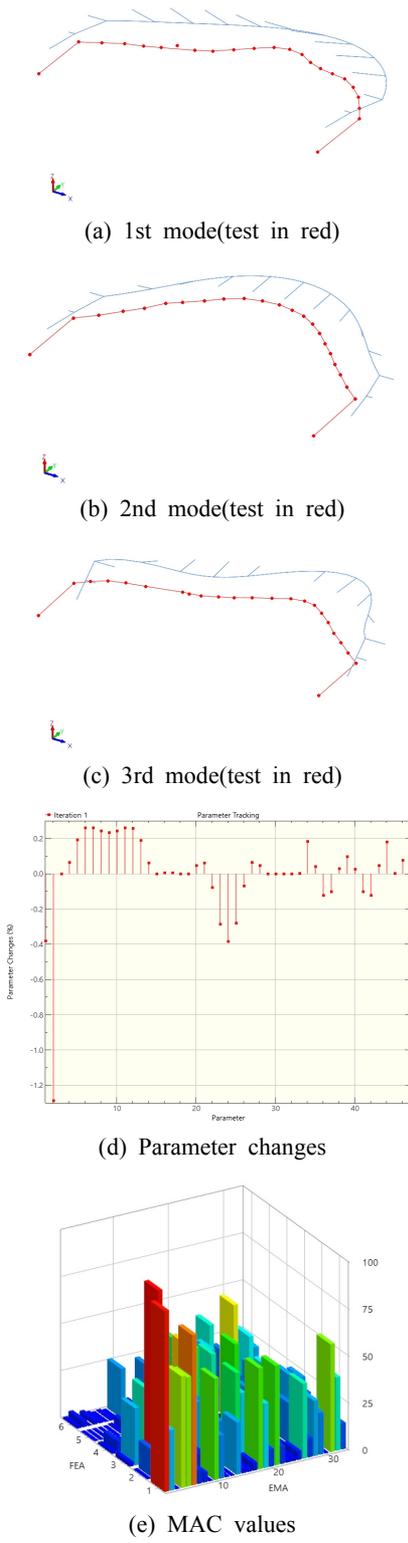


Fig. 3 Updated results by modal parameters

$$CCTOTAL = CCABS + k_1 CCMAC \tag{3}$$

여기서  $MAC(\phi_a, \phi_e) = \frac{|\{\phi_a\}^H \{\phi_e\}|^2}{(\{\phi_a\}^H \{\phi_a\})(\{\phi_e\}^H \{\phi_e\})}$ 이며,  $k_1$ 은 가중치이다.

고유진동수 및 모드형태와 마찬가지로 FRF 값( $\alpha$ )에 대하여 사용한 전체 및 국부 상관관계는 식 (4)~(7)과 같다.

$$SAC(\alpha_{a_i}, \alpha_{e_i}) = \frac{|\alpha_{e_i}^H \alpha_{a_i}|^2}{(\alpha_{e_i}^H \alpha_{e_i})(\alpha_{a_i}^H \alpha_{a_i})} \tag{4}$$

$$AFAD(\alpha_a, \alpha_e) = 100 \frac{\left( \sum_{i=1}^N \alpha_a(i) - \sum_{j=1}^M \alpha_e(j) \right)}{\sum_{j=1}^M \alpha_e(j)} \tag{5}$$

$$CSAC(\omega_k) = \frac{|\alpha_{e_i}^H(\omega_k) \alpha_{a_i}(\omega_k)|^2}{(\alpha_{e_i}^H(\omega_k) \alpha_{e_i}(\omega_k))(\alpha_{a_i}^H(\omega_k) \alpha_{a_i}(\omega_k))} \tag{6}$$

$$CSSF(\omega_k) = \frac{2|\alpha_{e_i}^H(\omega_k) \alpha_{a_i}(\omega_k)|}{(\alpha_{e_i}^H(\omega_k) \alpha_{e_i}(\omega_k)) + (\alpha_{a_i}^H(\omega_k) \alpha_{a_i}(\omega_k))} \tag{7}$$

여기서 SAC(signature assurance criterion), AFAD(average FRF amplitude difference)는 FRF의 전체 유사성 지표이며, CSAC(cross signature assurance criterion), CSSF(cross signature scale factor)는 국부적 유사성 지표로서, 각각 FRF의 형상 및 크기의 유사성을 나타낸다. CSAC는 고유진동수 정점값의 위치 및 양을 평가하기 때문에, 질량 및 강성변화에 매우 민감하다.

#### 4. 모델 향상 결과

전술한 모델향상을 위하여, 이 연구는 상용패키지인 MATLAB<sup>(14)</sup> 및 FEMtools<sup>(15)</sup>에서 제공하는 여러 모듈을 이용하여 일련의 해석과정을 구축하였다. Bayesian 변수산정 기법을 사용하여 고유진동수 및 모드형태 혹은 FRF의 일치를 시도하였다.

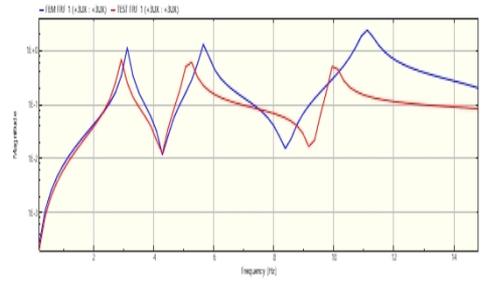
재료의 탄성계수( $E$ ) 및 밀도( $\rho$ ), 아치의 단면적( $A$ ) 및 휨강성( $I$ ), 수평 가로대 및 지지점의 구속조건

$(k_x, k_y, k_\theta)$ 을 변수로 하여 여러 경우의 모델향상을 시도한 결과, 여기에서는 실험결과와 충분히 일치하고, 가장 물리적인 설명이 가능한 결과를 제공하는 2가지 경우에 대하여서만 기술한다.

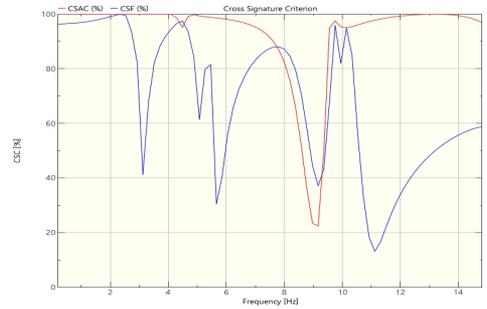
Table 2 및 Fig. 3은 초기 ANSYS 해석모델에서 수평 가로대 및 지지점에서의 구속조건을 묘사하기 위하여 해당 위치에 3-자유도의 스프링을 사용하였다.

기본적으로 재료의 강성 및 밀도를 추가적인 전체 변수(global parameter)로 고려하여 전체 50개의 변수를 사용하여 모달계수에 대한 일치를 시도한 결과이다. 6차 모드까지 고려하였으나, 3차 모드까지만 유효한 결과를 나타내었다. 대체로 변수의 최대변화값은 강성 및 질량에서  $\pm 1.5\%$  정도이며, 스프링 강성의 변화는  $\pm 0.5\%$  미만이었다. 이는 초기 ANSYS 해석 결과가 상당히 정확한 값을 예측하고 있기 때문인 것으로 판단된다.

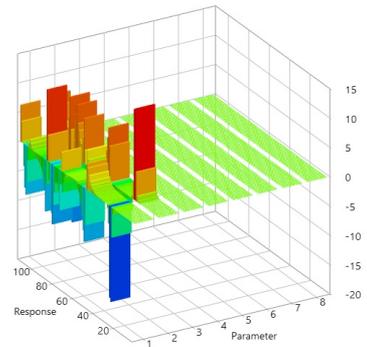
Fig. 4는 재료의 강성 및 밀도, 지지점만의 3-자유도 스프링 강성을 변수로 하여 FRF에 대하여 일치를 시도한 결과이다. 재료의 강성 및 밀도를 추가적인 전체 변수(global parameter)로 고려하여 전체 10개의 변수를 사용하여 모달계수에 대한 일치를 시도한 결과이다. FRF 산정은 가진 주파수에 대하여 운동방정식의 해를 산정하는 형식의 직접법을 사용하였다. FRF는 해당 위치에서의 출력응답/입력하중으로 표시할 수 있는데, 이는 단위크기를 갖는 하중을 가력하여 운동방정식의 해를 구하는 것과 동일하다. 이 경우에는 수평 가로대의 구조조건을 묘사하는 스프링은 포함하지 않았다. 고유진동수 및 모드형태를 이용한 향상과는 달리 FRF를 사용하는 경우 FRF 및 모달계수에서 상당한 오차를 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig. 4(b)의 CSAC 및 CSSF는 실험 및 해석 FRF의



(a) Typical FRF correlation between test and analysis



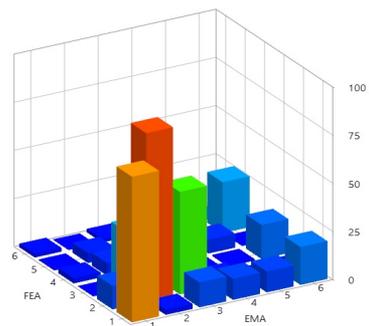
(b) CSAC and CSSF signatures



(c) Sensitivity of updating parameters

Table 2 Updating results using modal parameters and FRF

| Modes | FEM updated (frequency and mode shape) |           |         | FEM updated (FRF) |           |         |
|-------|--|-----------|---------|-------------------|-----------|---------|
|       | f [Hz]                                 | Diff. [%] | MAC [%] | f [Hz]            | Diff. [%] | MAC [%] |
| 1     | 2.887                                  | -0.98     | 96.2    | 3.118             | 6.95      | 83.9    |
| 2     | 5.221                                  | 1.00      | 98.9    | 5.671             | 9.7       | 98.7    |
| 3     | 10.154                                 | 4.00      | 60.9    | 27.573            | -18.55    | 23.6    |



(d) MAC values

Fig. 4 Updated results by FRF

대표적 차이를 정량적으로 보여주고 있다. FRF의 경우 2차 모드 까지만 유효한 것으로 보인다. 이는 실험으로부터 발췌한 FRF의 정확도에도 크게 의존하는데, 이 연구의 세장한 아치의 구조의 경우 연결된 인접부재의 영향으로 정확도가 높은 실험결과를 확보하기가 매우 어렵기 때문인 것으로 판단된다. 대체로 변수의 최대변화값은 강성 및 질량에서  $\pm 10\%$  정도이며, 스프링 강성의 변화는 미미하였다.

## 5. 결 론

임시성격의 세장한 비닐하우스 아치구조에서 현행 실무에서 사용하는 지지부 시공 및 수평가로대 연결에 의한 구속정도를 알아보기 위하여 일련의 입력-출력 모달실험 및 FE 모델향상을 수행한 결과, 아래와 같은 결론을 유도할 수 있었다.

(1) 동적계측실험으로 획득한 모달계수에 근거하여 지점에 3-자유도의 스프링을 포함한 FE 해석모델의 향상을 시도해본 결과 현행 50 cm 이상의 매립길이를 갖는 비닐하우스 기초부의 지지조건은 고정단에 가까운 것으로 나타났다. 하지만 하중조건 및 진동모드가 증가함에 따라 고정도는 저하될 것으로 예상된다.

(2) 수평 가로대의 구속정도를 묘사하는 연결부의 3-dof 스프링 강성은 전체 업데이트된 해석결과에 무시할 정도인 것으로 나타났다. 이는 조리기 등의 임시방법으로 접합을 하기 때문인 것으로 판단된다.

(3) 대체로 변수의 최대변화는 모달계수에 근거하여 향상을 시도하였을 경우 강성 및 질량에서  $\pm 1.5\%$  정도이며, 스프링 강성의 변화는  $\pm 0.5\%$  미만이었다. 또한 FRF에 의하여 향상을 시도하였을 경우 강성 및 질량에서  $\pm 10\%$  정도이며, 스프링 강성의 변화는 미미하였다.

(4) FRF를 이용한 FE 모델향상 결과는 고유진동수 및 모드형태를 사용한 경우보다 수렴하는데 어려움이 발생하며, 보다 열악한 결과를 나타내었다. 2차 모드 까지만 유효한 것으로 나타났는데, 이는 실험으로부터 발췌한 FRF의 정확도 및 신뢰성과도 밀접한 관계가 있는 것으로 판단된다.

(5) 이 연구에서 개발한 모달계수 혹은 FRF에

근거한 FE 모델향상기법은 실험결과에 물리적인 양을 조정하여 FE모델을 구축하므로 구조물의 거동을 보다 신뢰성 있게 예측, 조사할 수 있다. 따라서 초기에 사용한 여러 구조가정의 오류 여부를 판단할 수 있으며, 더 나아가서는 동일기법에 의하여 구조물의 피해여부, 위치 및 정도 등을 예측할 수 있다.

## References

- (1) Ministry for Food, Agriculture, Forestry and Fisheries, 2008, Standard Design Drawings and Specification for Disaster-Resistant Horticultural Facilities, 2008-76.
- (2) Roux, P., Robertson, A. P. and Motro, R., 1997, The Design of Slender, Monotubular Steel Arches, Structural Engineer, Vol. 75, No. 9, pp. 143-151.
- (3) Lurie, A., 1959, Lateral Vibrations as Related to Structural Stability, PhD Thesis, California Institute of Technology, California, USA.
- (4) Plaut, R. H. and Virgin, L. N., 1990, Use of Frequency Data to Predict Buckling, Journal of Engineering Mechanics, Vol. 116, No. 10, pp. 2230-2335.
- (5) Friswell, M. I. and Mottershead, 1995, Finite Element Model Updating in Structural Dynamics, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, The Netherlands.
- (6) PCB Piezotronics, 2011, Test & Measurement Sensors & Instrumentation, MTS System Corp., USA.
- (7) LMS, 2008, TestXpress Version 3A and TestLab Version 9A, Experimental Notes and Manuals, Belgium.
- (8) Ewins, D. J., 2000, Modal Testing: Theory, Practice and Application, Research Studies Press, Hertfordshire, UK.
- (9) Hermans, H. and Van der Auweraer, H., 1999, Modal Testing and Analysis of Structures under Operational Conditions: Industrial Applications, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 13, No. 2, pp. 193-216.
- (10) Peeters, B., Van der Auweraer, H., Guillaume, P. and Leuridan, J., 2004, The PolyMAX Frequency-Domain Method: a New Standard for Modal Parameter Estimation, Shock and Vibration, Vol. 11, No. 3-4, pp. 395-409.

(11) Ansys, 2007, Robust Simulation and Analysis Software, <http://www.ansys.com/>, Release 11.0, ANSYS Incorporated, USA.

(12) Cho, S. H., 2010, Estimation of Modal Parameters for Plastic Film-covered Greenhouse Arches, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 14, No. 2, pp. 67~74.

(13) Cho, S. H., 2019, FE Model Updating of Tall Buildings Using Output-only Modal Data, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 1, pp. 131~140.

(14) The Mathworks, 2005, Using MATLAB, Version 7.0.4, Natick, MA, USA.

(15) Dynamic Design Solutions, 2020, FEMtools Users' Guide Version 4.1, Leuven, Belgium.



**Soon-Ho Cho** is a professor of Architectural Engineering at Gwangju Univ., Gwangju, Korea. He obtained his engineering degrees from Hanyang Univ. for B.S. and M.S. in Architectural Engineering and from McGill Univ. for Ph.D. in

Civil Engineering and Applied Mechanics. His research interests include analytical and experimental evaluations of steel-concrete composite members in shear critical regions, and currently dynamic measurements, FE model updating and dynamic inelastic analysis for tall buildings.

## Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.  
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.  
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정한 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.  
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.  
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.  
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리헌장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he(she) should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he(she) should be a team leader.  
논문의 교신저자는 저자중 선임자로 하며, 저자의 소속이 학교인 경우 교수, 연구소 등은 팀장급 이상을 기준으로 한다.
- (7) The decision on the selection of the paper follows the paper review rules.  
원고의 채택여부는 별도로 정한 논문심사규정에 따른다.
- (8) Authors of the paper should provide the paper processing fee and publication fee.  
논문원고의 저자는 논문게재회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비 및 게재회비를 납부해야 한다.

## Guide for Authors/논문원고 집필요령

- (1) The manuscript should follow the format(can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. The paper should be submitted on-line.  
논문원고는 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성하고, 학회 홈페이지 논문·투고 심사에서 제출한다.
- (2) The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parenthesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline.  
논문원고의 용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하며, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기할 수 있으며, 외래어 표기는 정부안에 따른다.
- (3) The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices.  
논문의 체제는 다음에 따름을 원칙으로 한다. (1) 제목 (2) 저자명 (3) 주요기술용어(key word) (4) 초록 (5) 기호설명 (6) 서론 (7) 본론 (8) 결론 (9) 참고문헌 (10) 부록 등
- (4) The title should be concise and consist of Korean and English titles. The name of authors should also consist of Korean and English names.  
논문의 제목은 간결하게 표시하며 국문과 영문제목을 병기한다. 저자명도 국문과 영문으로 병기한다.
- (5) The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words.  
초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위내에서 작성한다.
- (6) The number should be written in Arabic numeral and the SI unit system should be used.  
숫자는 아라비아 숫자를 사용하며, 수량 단위는 되도록 SI 단위를 사용한다.
- (7) Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. The title and content of table and figure should be written in English.  
논문중의 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하며, 그 제목과 내용은 영어로 표기함을 원칙으로 한다.
- (8) Use the following formats for journal articles and books as References.  
참고문헌의 구성은 정기간행지의 경우는 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순으로 기재하고, 단행본의 경우는 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사소재지명, 국적, 페이지번호순으로 기재하며, 그 전부를 본문내의 인용번호 순으로 다음과 같은 요령으로 본문 말미에 영문으로 기재하며, 인용문헌 1개 이상은 한국소음진동공학회논문집에서 인용토록 한다.  
(1) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., 1965, An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 4, pp. 297~308.  
(2) Meirovitch, L., 1980, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff and Noordhoff, Maryland, chap. 5.
- (9) References should be cited as follows.  
본문에서 참고문헌 인용은 다음과 같이 한다.  
(1) Lee and Park<sup>(1)</sup>...  
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method<sup>(2)</sup>.
- (10) The original paper should contain names(both in Korean and English), affiliations, the name of corresponding author including address, phone number, fax number and email address.  
신규 논문투고시 논문정보에는 저자명(국·영문), 저자 근무처 및 소속을 기재하며, 저자(공저일 경우 주저자 <교신저자> 즉 Corresponding Author)의 주소 및 전화번호(FAX 포함), E-mail주소를 명확히 기재한다.
- (11) The final manuscript accepted for publication should be submitted to the editor office through the society web site.  
심사 후 최종 채택된 논문원고는 학회 홈페이지(학회논문관리시스템)을 통해 학회 사무국에 제출한다.

Checklist for Original Article | 저자점검표

Title of the manuscript | 논문 제목 : \_\_\_\_\_

Please check below items as ✓ mark before submission of the manuscript. | 각 항목을 확인하고 ✓표시를 하십시오

1. General guidelines | 원고 일반

- Manuscript contained ① one original manuscript, ② statement of copyright transfer, ③ Checklist for Original Article and was attached. | 원고는 ① 원본 1부, ② 저작권 양도 동의서, ③ 저자점검표를 첨부하였는가?
- Manuscript should follow the format (can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. | 논문은 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성되었는가?
- The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices. | 논문의 체제는 (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(key word), (4)초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론, (8)결론, (9)참고문헌, (10) 부록 등을 따랐는가?
- Main text consisted of introduction, subjects and methods, and results and discussion in separate pages. | 본문은 서론, 대상 및 방법, 결과, 고찰을 독립하여 구성하였는가?
- The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parathesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline. | 학술용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하고, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기하였으며, 외래어 표기는 정부안에 따랐는가?

2. Cover page | 표지

- Title, name of authors, affiliation was described both in English and in Korean. | 표지에는 논문의 제목과 모든 저자명 및 소속을 국문과 영문으로 기록하였는가?
- In lower area of cover page, the name, address, email, telephone, fax of the corresponding author were described. | 표지 하단에 책임저자의 성명, 소속, 주소 및 연락처(전화, 팩스, E-mail주소)를 명확히 기재하였는가?

3. Abstract | 초록

- The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words. | 초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위 내에서 작성하였는가?

4. Main text | 본문

- Main text was written in order of introduction, main body(include Figure, Table), conclusion. | 본문의 순서는 서론, 본론(표, 그림), 결론을 따랐는가?
- References should be cited as follows. | 본문에 인용한 참고문헌은 논문원고 집필요령의 방법을 준수하였는가?

5. References | 참고문헌

- Every articles in references were cited in the main text. | 본문에 인용되어 있는가?
- References were numbered according to numeric order. | 참고문헌은 인용된 순서로 (1), (2), (3)으로 정리하였는가?
- All references were written in English. | 참고문헌은 모두 영문으로 표기하였는가?
- The paper from “Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering” was cited if the content is relevant. | “한국소음진동공학회논문집”에 수록된 문헌을 인용한 것이 있는가?
- Use the following formats for journal articles and books as References. | 참고문헌 작성법은 논문원고 집필요령(정기간행지 : 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순 / 단행본 : 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사 소재지명, 국적, 페이지번호)을 준수하였는가?

6. Tables and figures | 표와 그림

- Titles and legends of tables and figures were written in English. | 모든 표와 그림의 제목과 설명은 영문으로 작성되었는가?
- Figures were in required format. | 사진은 정해진 규격에 맞게 별도로 제출하였는가?
- Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. | 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하였는가?

Statement of Copyright Transfer | 저작권양도동의서

Title | 논문의 제목 : \_\_\_\_\_

Author(s) | 저자(들) : \_\_\_\_\_

I(We) hereby certify that I(We) agreed to submit the manuscript entitled as above to the Korean Society for Noise and Vibration Engineering with the following statements. 저자들은 별첨의 “저작권 양도 동의의 내용 및 조건”에 기술되어 있는 설명을 읽고 본인들의 논문이 한국소음진동공학회논문집에 게재됨과 동시에 위 논문에 대한 저작권을 사단법인 한국소음진동공학회로 양도함을 동의합니다.

Author’s signature | 대표저자의 서명 :  
(the owner of copyright)

Author(name) | 성명 :

Position | 직위 :

Affiliation | 소속 :

Date | 서명한 날짜 :

사단법인 한국소음진동공학회 편집위원장 귀하

Editor-in-chief of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

\* Please send this form to by fax at +82-2-3474-8004 or a scanned copy of the signed original by e-mail at editor@ksnve.or.kr

Authors are hereby granted the right to/저작권 양도 동의의 내용 및 조건

1. The submitting/corresponding author warrants that

- (1) This contribution is original, that he/she has full power to make this grant, that he/she has not granted or assigned any rights in the article to any other person or entity, that the article is copyrightable, and that it does not infringe upon any copyright, trade mark, patent or statutory right.
- (2) Authors may reproduce the manuscript for course teaching or private purpose like author’s career, research reports or unprofitable advertisement.
- (3) To post a copy of the manuscript as accepted for publication after peer review on the author’s own web site, or the author’s institutional repository, or the author’s funding body’s archive which is cited on manuscript.
- (4) To use a copy of the manuscript for materials of the presentation of research, workshop, author’s lecture or book writing.

2. The condition for the author’s right

- (1) Using a copy of the manuscript for permitted purpose, it must be cited that copyright belongs to The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.
- (2) To commercialize the manuscript, the author can’t transfer copyright to a profit-making organization. Only, it is acceptable in case of 1(1).

3. The authors warrant and certify that

- (1) The author who has signed this agreement has full right, power and authority to enter into this agreement on behalf of all of the authors and the organizations they belong to.
- (2) Despite this agreement, if the government of the Republic of Korea and the author’s funding body want to exercise copyright of the manuscript, there is no restriction.
- (3) Signing up this agreement, the author promises that the manuscript wasn’t published in other forms except the presentation form at symposium and doesn’t include any illegal content which violates copyrights of any authors.
- (4) Although all or part of the manuscript is used for commercial purpose before the publication on KSNVE journal, all or part of the published contents can’t be revised after the publication for commercial use.
- (5) Signing up this agreement means that the author reads, fully understands and agrees on all contents of statement.

1. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리

- (1) 논문의 내용으로 기술된 특허, 등록상표, 독창적인 신기술, 연구 기법 및 응용에 관한 권리 및 기타 법으로 보장된 권리.
- (2) 저자가 저자의 논문을 교육을 위한 교재로 사용하거나 저자의 취직, 진급, 연구계획서 및 연구보고서의 작성, 연구 결과의 비수익성 광고 등 개인적인 목적으로 사용하기 위한 복사, 복제 및 인쇄를 할 권리.
- (3) 저자가 소속된 기관 및 단체, 연구비를 지원하고 그 사실이 논문에 표시된 단체, 저자의 개인 WEB SITE에 논문의 전문 혹은 일부를 게재하고 배포할 권리.
- (4) 저자가 교과서 등 서적과 종설의 기술, 저자에 의한 강의, 연구발표 및 워크샵 등을 위한 교재 제작을 위하여 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 권리.

2. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리를 행사하기 위한 조건

- (1) 위에 허락된 목적으로 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 경우에는 반드시 저작권이 사단법인 한국소음진동공학회에 속함을 표시하여야 한다.
- (2) 논문을 상품화하기 위하여 논문에 대한 권리를 영리단체에 양도할 수 없다. 단, 1(1)의 권리를 행사하는 경우에는 그렇지 아니하다.

3. 저작권의 소유 및 서명에 대한 기타 조건

- (1) 저자 중 1인(논문에 대한 책임을 질 수 있는 저자)이 모든 저자와 이들 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 한다.
- (2) 본 저작권 양도 동의에도 불구하고 대한민국 정부 또는 연구비를 지원한 기관 및 단체가 본 논문에 대한 저작권을 행사하고자 하는 경우에는 그 행사를 제한하지 아니한다.
- (3) 본 저작권 양도 동의서에 서명함으로써 저자는 본 논문이 학술대회에서의 발표를 제외한 다른 형태로 투고 또는 발간되지 않았으며, 타인의 저작권을 침해하는 불법적인 내용을 포함하지 않았음을 서약한다.
- (4) 논문의 전부 혹은 일부가 학회 논문집에 게재되기 전에 어떠한 형태로든 상업적인 목적으로 제작되거나 유포된 경우라도 게재 이후에는 상업적인 목적을 위하여 발간된 내용의 전부 혹은 일부를 포함하는 새로운 내용으로 변경하여 제작하거나 유포할 수 없다.
- (5) 본 저작권 양도 동의서에 서명하는 것은 저자가 본 저작권 양도 동의서에 기재된 모든 내용을 읽고, 그 내용을 이해하였으며, 그 내용에 동의하는 것을 의미한다.

Korean Society for Noise and Vibration Engineering  
**Research Ethics and Ethics Committee Regulations**

한국소음진동공학회

연구윤리 및 윤리위원회 운영 규정

- (1) (Purpose) This provision is subject to the code of ethics of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE), which publishes and presents academic activities such as research ethics and the establishment of relationships in KSNVE. The purpose of this document is to set forth the terms of the research ethics committee for operational sanctions.

(목적) 본 규정은 한국소음진동공학회(이하 “학회”라 한다)의 윤리헌장에 따라 학회에서의 출판과 발표 등 학술활동과 관계되는 연구윤리의 확립, 연구발표 부정행위의 예방과 검증, 제재를 위한 연구윤리위원회(이하 “위원회”라 한다) 구성과 운영에 관한 사항을 규정함을 목적으로 한다.

- (2) (Configuration and Functions) ① The committee shall be composed of one chairman, one secretary, and five committee members. ② Chairman and members shall be elected by the board of directors and appointed by the KSNVE president. ③ The terms of the chairman and members are two years, and both can be reappointed. ④ The chairman shall represent the committee and oversees the work of the ethics of the KSNVE.

(위원회의 구성 및 직무) ① 위원회는 위원장 1명과 간사 1명, 위원 5명으로 구성한다. ② 위원장 및 위원은 이사회에서 선출하며 회장이 임명한다. ③ 위원장 및 위원의 임기는 2년으로 하며 연임할 수 있다. ④ 위원장은 위원회를 대표하고 학회의 윤리에 관한 업무를 총괄한다.

- (3) (Function) The committee shall work with the following contents: (1) Research and prosecute established ethics, (2) Prevent and contain research misconduct, (3) Research misconduct deliberation and voting, (4) Report results to the board of directors for decisions and sanctions more on cheaters, (5) Provide more details on the improvement and promotion of research ethics.

(위원회의 기능) 위원회는 다음의 내용으로 활동한다. 1) 연구윤리 수립 및 추진. 2) 연구 부정행위의 예방과 방지. 3) 연구 부정행위 심의 및 의결. 4) 부정행위자에 대한 제재내용 결정 및 이사회에 결과보고. 5) 기타 연구 윤리의 개선 및 증진에 관한 사항

- (4) (Convening and Voting) ① The committee shall be convened as necessary by the chairman. The vote in favor of 2/3 of registered members. ② The details that have passed the vote shall be notified to the suspect of misconduct (defendant) and the defendant's opinion must be received as a written plea within 10 days. ③ The committee shall review the explanatory materials received from the person suspected of misconduct. The ever need to listen to your thoughts when the final vote. ④ The details that have passed the vote shall be reported to the board of directors to reach a final decision. ⑤ When judged necessary, the chairman may listen to comments from outsiders or non-members. ⑥ The presented details of attendees or the details of meeting from the committee shall be kept confidential as a general rule.

(위원회 소집 및 의결) ① 위원회는 위원장이 필요에 따라 소집하며, 재적위원 2/3의 찬성으로 의결한다. ② 의결된 내용은 부정행위 의심자(피 제소자)에게 통보하고 10일 이내에 서면으로 소명 의견을 받아야 한다. ③ 위원회에서는 부정행위 의심자로부터 받은 소명자료를 검토하거나 필요시 의견을 청취하여 최종 의결토록 한다. ④ 의결된 내용은 이사회에 보고하여 최종 결정한다. ⑤ 위원장이 필요하다고 판정할 경우, 외부 인사나 위원이 아닌 자의 의견을 청취할 수 있다. ⑥ 위원회에서 참가자 발표내용 및 회의내용은 비공개를 원칙으로 한다.

- (5) (Scope of Research Publication Misconduct) ① "Plagiarism" refers to the act of theft without quoting such information or the results of the research of others without revealing the source. ② "Falsification" or "alteration" is the use of another person's or one's own research results of operations or strain, says the act of distortion. ③ "Duplicate publication" stands for the act of publishing the same details in two or more journals. ④ "Wrongful inscription of author" stands for the action of putting on someone who has not contributed to the research as an author. ⑤ Others say the unacceptable range.

(연구발표 부정행위의 범위) ① “표절”이란 출처를 밝히지 않은 채 타인의 연구내용이나 결과 등을 인용치 않고 도용하는 행위를 말한다. ② “위조” 및 “변조”란 타인이나 자기 자신의 연구자료 결과의 조작이나 변형, 왜곡하는 행위를 말한다. ③ “이중게재”란 2개 이상의 학술지에 동일한 내용을 게재하는 행위를 말한다. ④ “부당한 저자표기”란 연구에 기여하지 않은 자를 저자로 올리는 행위를 말한다. ⑤ 기타 용인할 수 없는 범위를 말한다.

- (6) (Informing and Notifying Research Misconduct) ① The contents of research misconduct are limited to the publications "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng." ② The report of research misconduct must be submitted in writing accompanied by the relevant data in accordance with the five W's and one H. ③ The committee then received a report that information within three months of deliberations to finalize the report to the board of directors. ④ The final content as determined by the board of directors shall notify the informant and the malfeasant within 10 days and posted on the KSNVE homepage. ⑤ The end result regarding the misconduct should not be released to the public before finalized.

(연구 부정행위의 제보 및 통보) ① 연구 부정행위의 내용은 한국소음진동공학회는문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (7) (Sanctions for Research Misconduct) ① For authors whose research misconduct has been confirmed, punishment may be selected to be imposed on each case after being reviewed by the committee and considering the severity of misconduct determined by the committee: 1) Cancellation of publications published by the KSNVE for the announcement study, 2) Prohibition for five years from contributing "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.", 3) Prohibition for five years from attending the KSNVE Conference, 4) Notification of the details of misconduct to the institution, 5) Disqualification of society members. ② If a caller has intentionally and falsely reported a violation, according to the decision of the committee, the committee may impose the same sanctions and level as described in "Sanctions for Research Misconduct."

(연구 부정행위에 대한 제재) ① 연구 부정이 확인된 저자에게는 위원회 결정에 따라 부정행위의 경중을 고려하여 다음의 제재를 선택하여 가할 수 있다. 1) 해당 발표연구물에 대한 학회 간행물에 게재취소. 2) 5년간 학회의 논문집과 학회지에 투고금지. 3) 5년간 학회 학술대회 발표금지. 4) 부정행위자 소속기관에 부정행위 내용 통보. 5) 학회 회원자격 박탈 ② 제보자가 고의로 허위제보를 하였을 경우 위원회의 결정에 따라 연구 부정행위자 수준과 동일한 제재를 가할 수 있다.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)

본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)

Research and Publication Ethics | 연구출판윤리

All members of "The Korean Society for Noise and Vibration Engineering" should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity. | 한국소음진동공학회 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위업을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

Authorship | 저자의 윤리의식

- 1) Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human. | 우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
- 2) Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering. | 우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고, 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
- 3) Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic. | 우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
- 4) Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society. | 우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.

Duplicate Publication of Data | 논문 이중 게재

Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals. Also the published paper to this journal should not be submitted or published in any other journals. | 논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다. 한국소음진동공학회 논문집에 게재된 논문은 이후 타 잡지에 투고 또는 발표를 금한다.

Plagiarism | 표절

Authors must not have presented portions of another's work or data as their own under any circumstances. | 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.

Policy on Commercialism | 부당 이득

Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means. | 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구하여서는 아니된다.

Review | 심사

Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer's conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct. | 논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에

따라 공정하게 심사하여야 한다. 기타 연구 부정행위에 관련된 모든 사항은 윤리위원회가 심의 및 결정한다.

Peer Review | 전문가심사 과정

Every manuscript received is reviewed by the writing guidelines and instructions of KSNVE. With editing team's decision, three peer reviewers are selected. The editorial director should ask a review to selected reviewers in 10 days from application date. The editing team takes responsibility for all general matters on peer review. If two reviewers among the selected do agree to accept the journal, review process ends. | 격월간(隔月刊) 한국소음진동공학회논문집에 게재하고자 별도로 정한 집필요강 및 투고요령에 의해 투고된 논문원고에 대하여 심사한다. 접수된 논문원고는 편집팀(편집위원장, 편집이사)의 판단하에 적정성을 검토하여 채택불가 또는 논문 심사위원 3인을 선정하고, 해당편집이사는 접수일로부터 10일 이내에 논문 심사위원에게 서류를 갖추어 논문심사를 의뢰한다. 의견교환 등 심사과정에 대한 전반적인 사항은 편집팀의 책임하에 논문 심사 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.
- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.
- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.
- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.
- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게재철회(Errata/Revision/Addendum/Retraction)와 같은 종류가 있으며 이에 한해 출판을 허가하도록 한다.

Fee for Page Charge | 게재회비

If the manuscript is accepted for publication, authors of the paper should provide the paper processing fee(50,000 Won) and publication fee(General papers : basic 6 pages 100,000 Won, for extra page: 20,000 Won/page, Funding papers : basic 6 pages 150,000 Won, for extra page: 30,000 Won/page, Urgent papers : basic 6 pages 200,000 Won, for extra page: 40,000 Won/page, Conference papers : free). | 논문원고의 저자는 논문게재 회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비(편당 5만원) 및 게재회비(일반논문 : 기본6면 10만원/초과면당 2만원, 연구비 지원 : 기본 6면 15만원/초과면당 3만원, 긴급논문 : 기본 6면 20만원/초과면당 4만원, 학술회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단 한국소음진동공학회  
법인 The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

<http://www.ksnve.or.kr>