

# 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 30 Number 2

## April 2020

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

**Published on** April 20, 2020(Bi-monthly)

**Publisher** Moon Kyu Kwak (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

Prof.  
**Jung Woo Sohn**  
Department of Mechanical  
Design Engineering,  
Kumoh National Institute of Tech.  
jwsohn@kumoh.ac.kr  
Tel : +82-54-478-7378

Prof.  
**Jong Kwan Ryu**  
Department of Architecture,  
Chonnam Univ.  
jkryu@jnu.ac.kr  
Tel : +82-62-530-163

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

Field Leaders

Prof.  
**Chan Jung Kim**  
(Pukyong National Univ.)

Prof.  
**Jae Eun Kim**  
(Catholic Univ. of Daegu)

Prof.  
**Cheol Ung Cheong**  
(Pusan National Univ.)

Prof.  
**Jae Young Kang**  
(Inha Univ.)

Dr.  
**Deuk Sung Kim**  
(NVT)

Prof.  
**Jin Woo Lee**  
(Ajou Univ.)

Dr.  
**Hong Seok Yang**  
(LHI)

Dr.  
**Young Cheol Huh**  
(KIMM)

Board Members

**Byung Chang Jung**  
(KIMM)

**Byung Kwon Lee**  
(KEI)

**Chang Yull Lee**  
(Chosun Univ.)

**Do Young Ko**  
(KHNP)

**Eun Rim Baek**  
(Seismic Simulation Test Center)

**Han Shin Seol**  
(KRISO)

**Hyeong Ill Lee**  
(Kyungpook National Univ.)

**Hyo In Ko**  
(KRRRI)

**Hyu Sang Kwon**  
(KRISST)

**Hyun Ung Oh**  
(Chosun Univ.)

**Hyun Woo Park**  
(Dong-A Univ.)

**Hyun Wook Lee**  
(KRRRI)

**In Hyung Yang**  
(LG Electronics)

**In Soo Son**  
(Dong-eui Univ.)

**Jae Sung Bae**  
(Korea Aerospace Univ.)

**Jae Won Lee**  
(NIER)

**Je Heon Han**  
(KPU)

**Jeong Ho Jeong**  
(FILK)

**Ji Woo Yoo**  
(Hyundai Motor Group)

**Jin Gyun Kim**  
(Kyung Hee Univ.)

**Jin You**  
(Samsung Electronics)

**Jong Hak Lee**  
(LIG Nex1)

**Jong Jae Lee**  
(Sejong Univ.)

**Jong Seok Oh**  
(Kongju National Univ.)

**Joo Hwan Oh**  
(UNIST)

**Jung Bin Im**  
(Daewoo E&C)

**Jung Soo Ryue**  
(Ulsan Univ.)

**Kuk Su Kim**  
(DSME)

**Kwan Woo Hong**  
(Samsung Electronics)

**Kyoung Woo Kim**  
(KICT)

**Kyu Sik Kim**  
(KATECH)

**Kyung Taek Lee**  
(KNUE)

**Lae Hyong Kang**  
(Chonbuk National Univ.)

**Nam Cheol Kang**  
(Kyungpook National Univ.)

**Pyoung Jik Lee**  
(Liverpool Univ.)

**Pyung Sik Ma**  
(KIMM)

**Sang Jin Oh**  
(Jeonnam Provincial College)

**Se Jin Ahn**  
(Uiduk Univ.)

**Seon Jun Jang**  
(Hoseo Univ.)

**Seung Chul Lee**  
(POSTECH)

**Seung Yup Yoo**  
(LG Electronics)

**Soo Hong Jeon**  
(DTAQ)

**Sung Chan Lee**  
(Youngsan Univ.)

**Tae Ho Park**  
(UOS)

**Won Hyun Kim**  
(Hyundai Heavy Industries)

**Won Seok Yang**  
(KNUT)

**Yeon Jun Oh**  
(KOMERI)

**Yong Hee Kim**  
(KCL)

**Yong Hwa Park**  
(KAIST)

**Young Soo Seo**  
(ADD)

**Yun Ho Seo**  
(KIMM)

Editorial Staff's Copy editor Ho-Cheol Lee and Tae-Hee Kim

# 한국소음진동공학회논문집

2020년 4월

제 30 권 제 2 호 통권 253호

## 목 차

간섭계를 이용한 지진 센서 감도의 절대 측정 .....	이용봉 · 조완호 · 정성수 · 전병수 ...	105
내부 유체에 의한 고유진동수 분리 효과를 고려한 배관계의 적절한 시간이력해석 방법론 .....	이창균 · 이상정 · 이은호 · 박노철 ...	112
공동주택 뜬바닥 구조층 구성에 따른 바닥충격음 차단성능 실험적 연구 .....	양홍석 · 김태민 ...	119
규칙기반과 딥러닝을 동시에 활용한 양상불 회전체 이상진단 .....	이남정 · 김성민 · 정일주 · 손석만 · 이승철 ...	129
정비 자료 디지털 변환을 위한 영상 인식 알고리즘: CNN and FCN .....	이강산 · 나주원 · 손종덕 · 손석만 · 이승철 ...	136
진동 환경에서 감시장치 적외선 가시광 경통 간 변위 간섭 유무의 해석적 확인 .....	송아영 · 권병오 · 한대회 · 정현수 · 정혜진 · 임성환 ...	143
디지털 트윈을 사용한 구조 진동 가상 센서 시스템 .....	오승인 · 박다운 · 백현우 · 김승훈 · 이재경 · 김진균 ...	149
캡스트럼 분석을 이용한 교량 케이블의 신속한 기본진동수 추출 .....	박종철 · 조준상 ...	161
유한요소해석을 이용한 중량충격원 종류 및 평가지표 별 바닥충격음 예측 정확도 검증 .....	김태민 · 양홍석 ...	169
축소모델을 활용한 통합마스트의 구조건전성 검증 방안 연구 .....	이중학 · 손동훈 · 이건민 · 김동준 · 박상원 · 박노철 ...	179
발사장치를 포함한 소형 초음속 제트 소음 예측 및 검증 .....	주현식 · 박태영 · 강승훈 · 장인만 · 엄원석 · 신상준 ...	189
미세티끌 효과에 대한 마찰진동 연구 .....	남재현 · 강재영 ...	201
볼트의 소리 신호를 이용한 합성곱 신경망 기반 체결력 측정 방법 .....	도경민 · 김완승 · 권재수 · 박준홍 ...	211

C · O · N · T · E · N · T · S

- Absolute Measurement of the Sensitivity of Seismic Sensors  
by Using the Interferometer ..... Lee, Y.-B., Cho, W.-H., Jung, S.-S. and Jeon, B.-S. ... 105
- Methodology for Time History Analysis of Piping System Contains Internal  
Fluid Including Natural Frequency Separation Effect ..... Lee, C. K., Lee, S. J., Lee, E. H.  
and Park, N.-C. ... 112
- Parametric Study on Floor Impact Sound with Design Factors of Layers  
Composing a Floating Floor in Multi-Residential Buildings ..... Yang, H. S. and Kim, T. M. ... 119
- Ensemble Method using Rule-based and Deep-learning  
Algorithms for Rotating-machine Diagnostics ..... Lee, N. J., Kim, S. M., Jeong, I. J.  
Sohn, S. M. and Lee, S. C. ... 129
- Image Recognition Algorithm for Maintenance Data Digitization: CNN and FCN  
..... Lee, K. S., Na, J. W., Sohn, J. D.  
Sohn, S. M. and Lee, S. C. ... 136
- Analytically Confirm Displacement Interference in the Barrel  
of the Reconnaissance Equipment under Vibration ..... Song, A.-Y., Kwon, B.-O., Han, D.-H.  
Jung, H.-S., Jung, H.-J. and Yim, S.-H. ... 143
- Virtual Sensing System of Structural Vibration using Digital Twin ..... Oh, S. O., Park, D. E.  
Baek, H. W., Kim, S. H., Lee, J.-K. and Kim, J.-G. ... 149
- Fast Extraction of Fundamental Frequencies of Bridge's Stay Cables  
using Cepstral Analysis ..... Park, J.-C. and Cho, J.-S. ... 161
- Prediction of Heavy-weight Floor Impact Sound with Different Impact Sources  
and Indices using a Finite Element Method ..... Kim, T. M. and Yang, H.-S. ... 169
- A Method of Evaluating Structural Integrity of Integrated Mast  
with Scaled Model ..... Lee, J.-H., Son, D. H., Lee, K. M., Kim, D. J.  
Park, S. W. and Park, N.-C. ... 179
- Supersonic Jet Noise Prediction and Validation for a Small-scale Rocket Nozzle  
with Launch System ..... Joo, H.-S., Park, T. Y., Kang, S.-H., Jang, I. M.  
Ohm, W.-S. and Shin, S.-J. ... 189
- Friction-induced Vibration by Dust Effect ..... Nam, J. H. and Kang, J. Y. ... 201
- Measurement of the Clamping Force by Using the Sound Radiation  
from the Bolt based on ConvNet ..... Toh, K. M., Kim, W. S., Gwon, J. S. and Park, J. H. ... 211



# 간섭계를 이용한 지진 센서 감도의 절대 측정

## Absolute Measurement of the Sensitivity of Seismic Sensors by Using the Interferometer

이용봉\* · 조완호† · 정성수\* · 전병수\*  
Yong-Bong Lee\*, Wan-Ho Cho†, Sung-Soo Jung\* and Byung-Soo Jeon\*

(Received December 13, 2019 ; Revised January 17, 2020 ; Accepted February 4, 2020)

**Key Words** : Seismic Sensor(지진센서), Absolute Calibration(절대교정), Interferometer(간섭계)

### ABSTRACT

The absolute measurement of seismic sensor sensitivity is conducted through the application of interferometry to a primary method of accelerometer calibration. Recently, several methods for seismometer calibration were published as ISO standards. These standards are limited to utilization of the comparison and in-situ methods; therefore, it is essential that there is a reference sensitivity available that is based on absolute calibration. This reference will be inherently useful for the calibration of accelerometers because seismic sensors are also used as transducers in measuring vibration for this purpose. The sensitivity of a seismic accelerometer and two different broadband seismometers are measured using the sine-approximation method and it is observed that this method can be applied to the absolute calibration of seismometers for the frequency range that is of interest to seismology. Moreover, the effects of sensor direction misalignment and imbalance are observed in the actual measurements.

### 1. 서 론

지진관측에 사용되는 지진 센서는 기본적으로 진동의 크기를 계측한다는 점에서 진동분야 측정 표준과 소급성(traceability)을 가져야 한다. 측정의 소급성이란 연속적인 교정을 통해 측정 결과를 단위의 정의에 해당하는 기준까지 연결할 수 있는 특성을 의미하며, 측정값을 신뢰할 수 있는 근거가 된다<sup>(1)</sup>. 그러나 관측하는 대역이나 신호의 크기가 일반적인 진동 센서들과 크게 차이가 있다는 점 때문에, 교정과 검증 과정이 국제 표준 체계와 괴리된 채 운영되어 왔다<sup>(2)</sup>.

그렇지만 최근에 들어서 포괄적 핵실험 금지조약 기구(Comprehensive Nuclear Test Ban Treaty Organization, CTBTO)가 국제 모니터링 체계(International Monitoring System, IMS)에 활용되는 관측 장비들에 대한 소급성 확보 및 국제 측정 표준 시스템과의 연결 필요성을 제기한바 있으며, 국제도량형국 음향 진동초음파 분야 자문위원회에서도 이 부분에 대한 검토가 진행되고 있다.

근래에 들어서 코일을 이용한 방법이나 중력을 이용한 방법과 같은 전통적인 지진 센서의 평가 방법들도 ISO 표준이 제정되어 국제표준화가 이루어졌다<sup>(3-5)</sup>. 이들 표준에도 공통적으로 정현 가진에 기반한 기준과

† Corresponding Author; Member, Korea Research Institute of Standards and Science, Principal Researcher  
E-mail : chowanho@kriss.re.kr

\* Member, Korea Research Institute of Standards and Science, Researcher

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

비교하여 센서의 특성을 결정하도록 정하고 있기 때문에, 일반적인 비교 교정 과정으로 볼 수 있다. 그러므로 소급성 확보를 위해서는 절대 교정에서 소급 받은 기준기를 활용하거나 지진계 자체에 대한 절대 교정이 필요하다.

지진계의 절대 감도 측정을 위해서는 기본적으로 가속도계의 절대 교정 방법<sup>(6)</sup>을 활용하는 것이 가능하다. 이 연구에서는 가속도계의 절대 교정에 적용되는 간섭계 기반 방법을 지진계의 감도 평가에 적용하고, 그 특성을 검토한다. 이러한 간섭계를 이용한 교정 방법은 정밀하고 안정적일 뿐만 아니라, 레이저의 파장에서 직접 소급을 받기 때문에 변위를 절대적으로 측정하는 것이 가능하다. 이 때문에 진동 측정의 일차표준으로 적용되어 왔다<sup>(6)</sup>. 그러나 이러한 간섭계를 정점으로 한 진동 측정의 소급체계는 지진 관측 분야에는 적용되지 않았다.

이는 기본적으로 지진 센서를 개발하는 회사 자체가 매우 한정적이며, 이를 운용하는 곳도 제한되어 있었기 때문에 업계 내부적인 경험에 의존하는 경향이 강했기 때문으로 볼 수 있다. 또한, 기존의 지진분야 측정은 일반적인 산업용용 진동 측정등과 주파수 대역에서 큰 차이가 있었으며, 극단적으로 높은 민감도를 요구하였기 때문에, 과거의 진동 계측 분야의 범위와 상이한 문제도 존재하였다.

실제로 10 Hz 이하의 낮은 주파수 대역에 대해서는 2017년에 최초의 국제 비교 결과가 공개되었기 때문에<sup>(7)</sup>, 그 이전에는 지진계의 주요 주파수 대역에 대한 측정 표준이 확립되지 않았던 점도 중요한 원인으로 볼 수 있다.

이 연구에서는 지진센서들의 절대 감도 평가에 대한 측정표준 소급성을 위해 ISO 16063-11<sup>(6)</sup>에 기반한 절대감도 측정을 적용하고 그 특성을 살펴보았다.

## 2. 진동센서의 절대 감도 측정

진동을 표현하는 물리량으로는 일반적으로 가속도(m/s<sup>2</sup>) 또는 속도(m/s)를 사용하며, 이는 기본단위 길이(m)와 시간(s)에서 소급된다. 진동 센서의 감도를 측정하는 방법은 정현파 가진기를 이용하여 센서를 가진하고, 가진 되는 양과 센서의 출력을 비교하여 센서의 특성을 결정하게 된다. 이 때, 시간에 따른 변위를 측정함으로써 가속도 값을 알게 되며, 간섭계를

이용하여 절대적인 변위를 측정한다.

진동센서(가속도계)에 대한 절대 교정을 수행하기 위한 방법은 ISO 16063-11<sup>(6)</sup>에 기술되어 있다. 측정 시스템은 크게 센서를 정현파로 가진 하는 가진부와 센서의 변위를 측정하는 광 간섭계로 구성된다.

상기 표준에서는 3가지의 간섭계 구성 및 신호처리 방법을 제시하고 있으며, 이 연구에서는 정현파 근사법을 적용하였다. 정현파 근사법의 기본적인 구성은 Fig. 1과 같다<sup>(6)</sup>. 광원으로는 안정화된 He:Ne 레이저를 이용하며, 광원에서 출력된 빔은 편광자를 통과하여 정렬되고 1/4 파장판을 통과하여 원편광 빔이 된다. 이 빔은 빔 스플리터로 5:5로 분할되어 한 빔은 정지된 기준 거울에서, 다른 빔은 진동면에서 반사되어 다시 모이며, 편광 빔스플리터를 통과한 후 광 검출기로 입사한다. 각 광 검출기에서 얻어진 출력신호는 식 (1)과 같이 표현 할 수 있다.

$$V_1(t) = \widehat{V}_1 \cos[\varphi_0 + \widehat{\varphi}_M \cos(\omega t + \varphi_s)] \tag{1a}$$

$$V_2(t) = \widehat{V}_2 \sin[\varphi_0 + \widehat{\varphi}_M \cos(\omega t + \varphi_s)] \tag{1b}$$

이 때,  $\widehat{V}_1$ 과  $\widehat{V}_2$ 는 광 검출기의 출력이며,  $\widehat{\varphi}_0$ 는 광 신호의 초기 위상,  $\varphi_s$ 는 피스톤 운동의 초기위상을 의미하며,  $\widehat{\varphi}_M$ 은 변조 위상의 진폭으로 다음과 같이 주어진다<sup>(8)</sup>.

$$\widehat{\varphi}_M = \frac{8\widehat{d}\pi}{\lambda} \tag{2}$$

위 식에서  $\widehat{d}$ 는 가속도계 변위의 진폭,  $\lambda$ 는 레이저

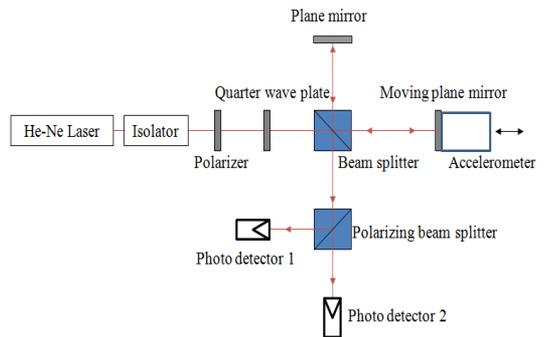


Fig. 1 Conceptual configuration of the primary calibration system based on the sine approximation method for accelerometer

의 파장이다. 변조 위상은 식 (3)과 같이 주어지며, 광 검출기 신호로 구할 수 있다<sup>(8)</sup>.

$$\begin{aligned} \varphi_M(t) &= \widehat{\varphi}_M \cos \varphi_s \cos \omega t - \widehat{\varphi}_M \sin \varphi_s \sin \omega t + \varphi_0 \\ &= \arctan \frac{V_2}{V_1} + m\pi \end{aligned} \quad (3)$$

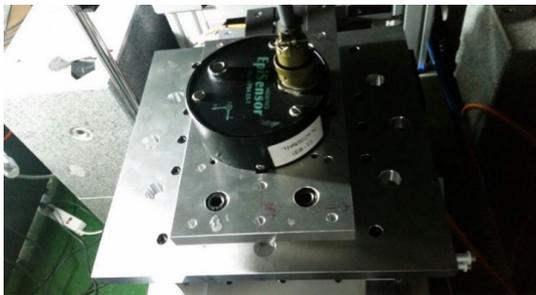
이 때,  $m$ 은 불연속점이 없도록 위상 신호를 펴기 위한(unwrapping) 정수이다. 식 (3)의 관계식을 측정결과를 대입하여 풀면,  $\widehat{\varphi}_M$ 을 얻을 수 있으며, 이를 이용하여 가속도계의 진폭은 다음과 같이 구할 수 있다<sup>(7)</sup>.

$$\hat{a} = 4\pi^2 f^2 \hat{d} = \frac{1}{2} \pi f^2 \lambda \widehat{\varphi}_M \quad (4)$$

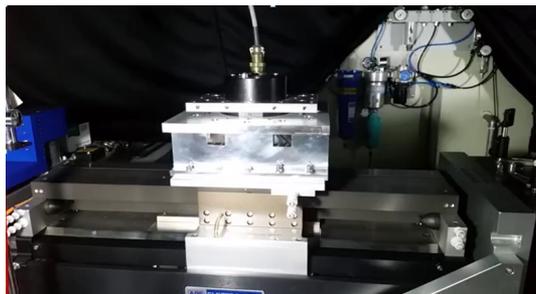
그러므로 위 가속도에 대한 가속도계 출력의 비를 구함으로써 가속도계의 감도를 측정 할 수 있다.

저주파수 대역에서 왜곡이 없는 정현파 출력을 얻기 위해서는 가진기의 변위를 크게 할 필요가 있다. 이를 위하여 최대변위 450 mm의 대변위 가진기(long-stroke exciter, SPEKTRA APS-600)를 이용하였다.

측정 시스템의 확장 불확도는 진동 표준용 기준 가속계를 측정할 경우, 0.4 Hz 이하에서 1%, 0.5 Hz ~ 0.8 Hz 에서 0.75%, 그 이상부터 40 Hz 까지는 0.5%



(a) Fixture for accelerometer



(b) Excitation table

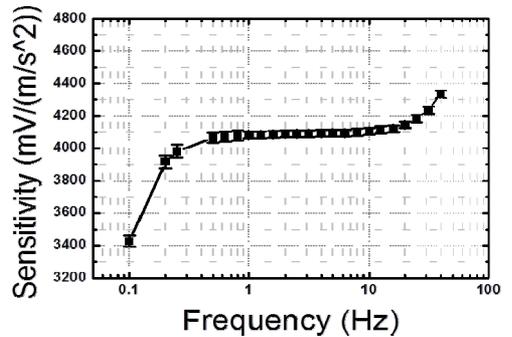
Fig. 2 Measurement setup for measuring the sensitivity of accelerometer

수준이다. 측정은 가속도계는 0.1 Hz ~ 40 Hz 범위, 광대역 속도 지진계는 0.1 Hz ~ 20 Hz 범위에서 수행하였다. 주파수 범위는 시스템이 안정적으로 가진이 가능한 범위로, 0.1 Hz 이하에서는 정현파로 가진 하는 것이 어렵고, 상기 대역 이상에서는 가진 축 방향 이외의 횡방향 성분이 발생하기 시작하여, 이 영향을 무시할 수 있는 주파수 대역으로 한정하였다. 측정은 5회 반복하여 평균하였다.

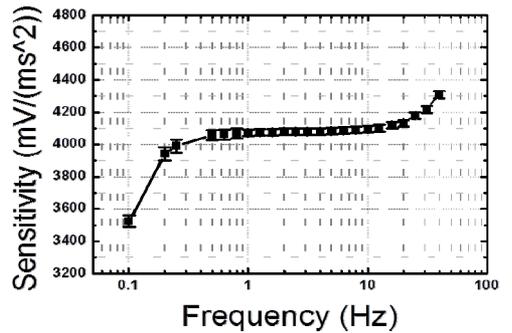
### 3. 지진센서 감도 교정

#### 3.1 가속도지진센서의 감도 측정

앞에서 제안한 방법을 이용하여 지진 가속도계의 감도 측정을 수행하였다. 대상 센서는 Kinematics ES-T로 직경은 133 mm, 높이는 62 mm이며, 무게는 1.8 kg이다. 지진계는 일반적인 계측용 가속도계에 비하여 크기가 크고 무겁기 때문에, 이를 고정하기 위한 지그를 별도로 제작할 필요가 있다. 지진계는 많은 경우 X, Y, Z의 3축에 대한 출력을 제공하므로 각



(a) X-axis



(b) Y-axis

Fig. 3 Measured sensitivity of the Kinematics ES-T (error bar: expanded uncertainty)

축에 대하여 개별적으로 교정이 될 필요가 있다. 그러나 현재 보유하고 있는 가진 시스템은 수평 가진만을 지원하는 관계로 평면상의 축인 X, Y 두 축에 대해서만 측정을 수행하였다. Fig. 2(a)는 지진 가속도계 Kinematics ES-T를 가진기에 고정하기 위하여 제작한 지그이며, Fig. 2(b)와 같이 설치되어 수평방향으로 가진 되게 된다. 가진시 가속도계가 불안정하게 흔들리는 것을 방지하기 위하여, 가진 테이블에 완전히 접촉되도록 제작하였다.

측정된 가속도계의 감도는 Fig. 3과 같다. 에러바(error bar)는 측정값의 확장 불확도<sup>9)</sup>로, 2장에 기술된 측정 시스템이 갖는 불확도와 5회 반복시의 측정편차에서 도출된 불확도를 합성하고 포함인자 2를 적용하였다. 기본적으로 1 Hz ~ 10 Hz 범위에서 상대적으로 평탄한 응답을 보여주고 있으며, 고주파수 대역으로 가면 공진에 가까워지는 영향으로 인하여 감도가 증가하며, 1 Hz 이하 저주파수 대역에서는 주파수가 낮아짐에 따라 감도가 감소하는 경향을 보이고 있다.

3.2 광대역 속도 지진계의 교정

광대역 지진계는 지진 관측에서 가장 정밀한 측정에서 적용되는 센서로 가장 넓은 측정 주파수 대역과 동적 범위를 갖는다. 진동 측정 분야에서는 일반적으로

로 가속도에 대한 감도를 평가하고 있으나 광대역 지진계의 경우 속도를 측정 물리량으로 하고 있기 때문에 속도에 대한 감도를 평가한다.

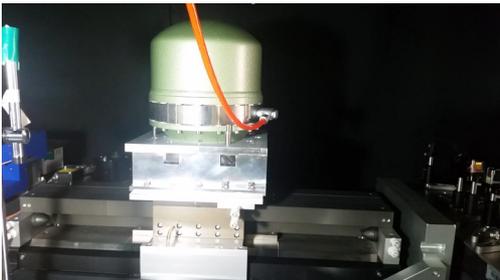
측정 예제로 Streckeisen STS-2 및 Streckeisen STS-2.5 두 종류의 광대역 속도 센서에 대하여 감도 평가를 진행하였다. 해당 모델은 지진 관측망에서 가장 널리 사용되고 있는 모델로, STS-2.5는 STS-2의 특성을 개선한 것으로 알려져 있는데 이 실험을 통하여 특성 변화를 확인해 보았다. STS-2는 직경 235 mm, 높이 250 mm에 무게는 13 kg이다. STS-2.5는 STS-2와 동일한 크기이며, 무게는 12 kg이다.

Fig. 4(a)는 대상 센서를 고정하기 위한 치구를 보여주고 있으며, Fig. 4(b)와 같이 가진 테이블로 가진하게 된다. STS-2와 STS-2.5는 기본적으로 동일한 외형적 구조를 가지고 있기 때문에, 실험 장치의 구성은 동일하게 적용하였다.

측정된 광대역 센서 STS-2의 주파수에 따른 감도 변화는 Fig. 5와 같다. 고주파수 대역으로 갈수록 감도가 증가하는 경향을 보이고 있으며 이는 공진점에

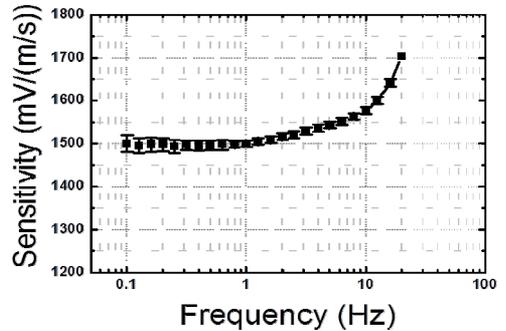


(a)

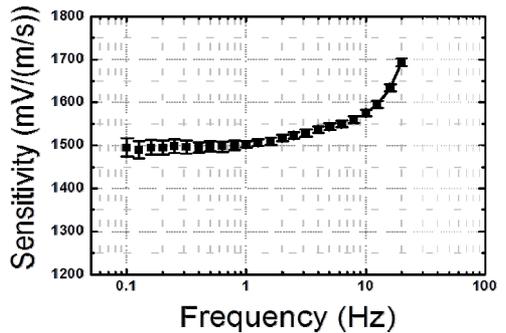


(b)

Fig. 4 Measurement setup for measuring the sensitivity of broadband seismometer



(a) X-axis



(b) Y-axis

Fig. 5 Measured sensitivity of the Streckeisen STS-2 (error bar: expanded uncertainty)

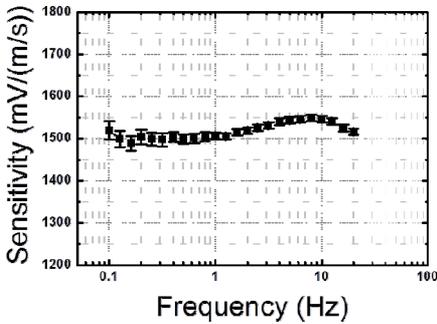
가까워지기 때문에 볼 수 있다. STS-2.5의 경우 공진 점에서의 감도 증가 경향이 상대적으로 작게 나타나고 있음을 알 수 있다(Fig. 6). 따라서 공진에 의한 영향이 기존 모델에 비하여 크게 줄어들었음을 확인할 수 있다.

STS-2.5의 경우 0.2 Hz 이하 주파수에서 값의 변동이 상대적으로 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 기본

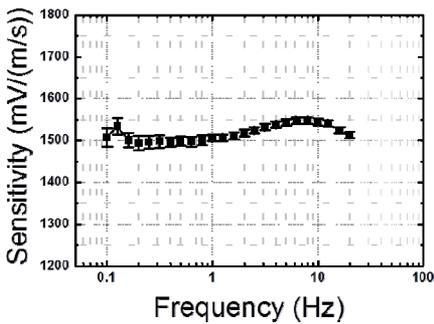
적으로 속도 센서의 경우 감도가 매우 크게 설계되어 있기 때문에 작은 변위로도 계측기 범위를 초과하는 출력이 나오기 때문에 변위를 작게 설정하여야 한다.

그러나 작은 변위를 느리게 움직이는 경우 매끄러운 정현파 가진이 어렵기 때문에, 저주파수 대역으로 갈수록 파형의 왜곡이 발생할 수 있다. 그러므로 반복측정시의 편차가 증가하고, 결과적으로 높은 불확도 범위를 갖게 된다.

위의 실측 결과에서 보면, 센서 종류 및 모델에 따라서 주파수에 따른 감도 특성이 다르게 나타남을 알 수 있다. 그러나 일반적인 지진계의 경우에는 감도의 공칭값과 측정 범위만을 제시하기 때문에 이러한 특성을 확인하기 어렵다. 지진계의 교정 방법으로 제시되어 있는 중력기반 방법<sup>(3)</sup>의 경우도 정적 감도만을 측정하기 때문에 주파수 특성을 알 수 없고, 교정 코일을 이용하는 방법<sup>(5)</sup>은 소급성을 확보하기 위한 기준 응답이 필요하다. 그러므로 이 시험에서 적용한 간접계 기반 절대 교정이 지진계의 정확한 특성 확인을 위하여 필요함을 알 수 있다.



(a) X-axis



(b) Y-axis

Fig. 6 Measured sensitivity of the Streckeisen STS-2.5 (error bar: expanded uncertainty)

### 3.3 현장 설치 시 주요 불확도 인자 영향 평가

기본적인 불확도 인자는 일반적인 가속도계의 절대 교정에서 고려되는 인자들을 포함한다. 추가적으로 고려되어야 하는 인자로는 센서의 정렬 오차에 의한 영향이 있다. 기본적으로 지진센서는 수평을 맞추어 설치되는 것을 원칙으로 하며, 방향을 맞추어 설치되어야 한다. 그러나 일반적인 지진계는 실험실 환경이 아닌 옥외 관측소에 설치되기 때문에, 설치시 정밀한 정렬에 한계가 있다. 이러한 정렬상의 오차에



Fig. 7 Setup to change the direction alignment of accelerometer

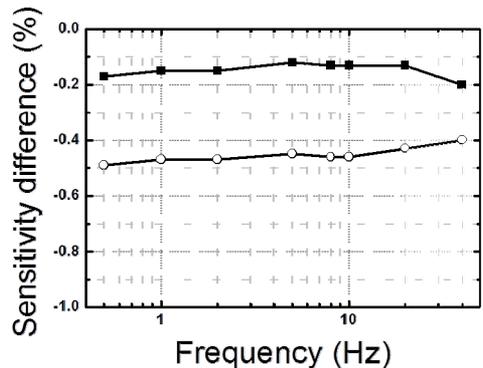


Fig. 8 Sensitivity difference of the accelerometer according to direction misalignment (black square: 2.5°, white circle: 5°).

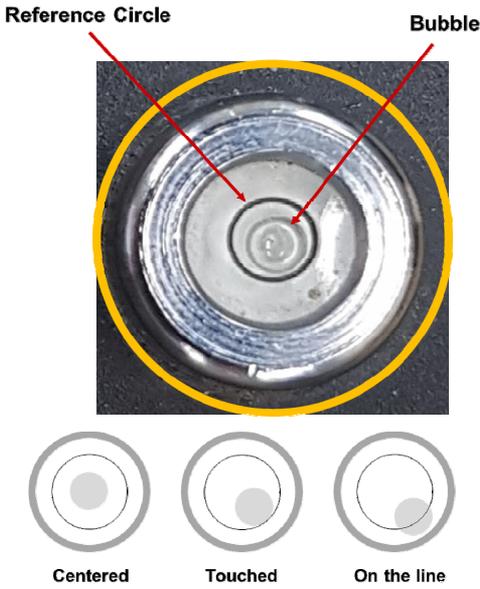


Fig. 9 Horizontal level indicator of the accelerometer (Kinematics ES-T)

의한 영향을 검토하기 위하여, 설치 각도 및 수평 오차에 의한 영향을 검토하였다.

Fig. 7은 각도를 조절하기 위한 치구를 보여주고 있다. X축에 맞추어 정렬된 상태에서 2.5° 및 5°만큼 돌린 상태에서 감도를 측정하고 정렬된 상태 감도와 비교하였으며, 그 결과는 Fig. 8과 같다. 이론적으로 각도 변화에 의한 편차는 2.5°일 때 0.1%, 5°일 때 0.4%이며, 실측 결과는 불확도 범위를 고려할 때, 유사한 경향을 보이고 있다고 할 수 있다. 그러므로 설치시의 예상 각도 오차 범위를 이용하여 현장 측정의 불확도 기여를 산정할 수 있다.

설치시 수평을 맞출 때에는 센서에 설치되어 있는 수준기를 이용한다. Fig. 9는 가속도계 센서에 부착되어 있는 수준기를 보여주고 있다. 일반적으로 기준원 안쪽에 지시용 버블이 들어가는 범위에서 설치하게 된다.

수평 오차의 영향을 검토하기 위하여 지시용 버블이 기준원에 접하는 경우(touched)와 기준원 위에 위치하는 경우(on the line)에 대해서 측정을 수행하고 완전히 수평을 맞춘 경우(centered)와 측정 감도의 편차를 비교하였다. Fig. 10의 결과에서 보면, 낮은 주파수에서는 크게 영향을 받지 않으나, 10 Hz 이상의 주파수부터 영향이 급격하게 증가하는 것을 관찰 할

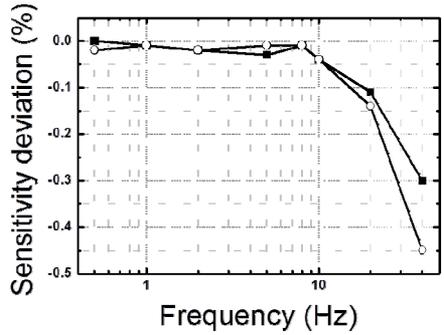


Fig. 10 Sensitivity difference of the accelerometer according to horizontal misalignment (black square: touching the reference circle, white circle: on the reference circle)

수 있다. 이는 구조적인 불안정성이 증가하기 때문으로 볼 수 있으며, 현장 설치시의 상황을 고려하여 현장 측정값의 불확도에 반영하여야 한다.

예를 들어 2장에 기술되어 있는 실험실 등에서 정렬된 정렬이 가능한 경우의 불확도 값에 추가적으로 정렬오차에 의한 불확도 성분의 합성 불확도<sup>(9)</sup>값을 이용하여야 한다.

#### 4. 결 론

연구에서는 가속도계의 절대 교정에 적용되는 간접계 기반 방법을 지진계 감도의 절대 측정에 적용하였다. 센서의 무게 및 크기를 고려하여, 지진가속도계 1종에 대하여 0.1 Hz ~ 40 Hz, 광대역 속도 지진계 2종에 대하여 0.1 Hz ~ 20 Hz 영역에서 측정을 수행하였으며, 해당 범위에서는 각 센서의 감도 특성을 안정적으로 평가 할 수 있음을 확인하였다.

추가적으로 설치시에 발생할 수 있는 정렬 및 수평 오차의 영향을 정량적으로 평가하고 현장 측정 결과에 반영할 수 있도록 하였다. 이러한 절대 교정 방법을 통하여 지진 분야에 직접적으로 소급성을 제공하는 것이 가능하다.

#### 후 기

이 연구는 기상청 기상-지진See-At기술개발연구/지진화산기술사업 (KMI2017-9100)의 지원으로 수행되었습니다.

## References

- (1) ISO/IEC, 2007, International Vocabulary of Metrology - Basic and General Concepts and Associated Terms (VIM), Guide 99.
- (2) Hutt, C. R., Evans, J. R., Followill, F., Nigbor, R. L. and Wielandt, E., 2009, Guidelines for Standardized Testing of Broadband Seismometers and Accelerometers, USGS Open-File Report 2009-1295.
- (3) International Organization for Standardization, 2014, Methods for the Calibration of Vibration and Shock Transducers - Part 42: Calibration of Seismometers with High Accuracy using Acceleration of Gravity, ISO 16063-42.
- (4) International Organization for Standardization, 2015, Methods for the Calibration of Vibration and Shock Transducers - Part 43: Calibration of Accelerometers by Model-based Parameter Identification, ISO 16063-43.
- (5) International Organization for Standardization, 2017, Methods for the Calibration of Vibration and Shock Transducers - Part 45: In-situ calibration of Transducers with Built in Calibration Coil, ISO 16063-45.
- (6) International Organization for Standardization, 1999, Methods for the Calibration of Vibration and Shock Transducers - Part 11: Primary Vibration Calibration by Laser Interferometry, ISO 16063-11.
- (7) Sun, Q., Yang, L., Bartoli, C., Veldman, I., Ripper, G. P., Bruns, T., and Dickinson, L., 2016, Final Report of CCAUV.V-K3: Key Comparison in the Field

of Acceleration on the Complex Charge Sensitivity, *Metrologia*, Vol. 54, No. 09001.

(8) Dobosz, M., Usuda, T. and Kurosawa, T., 1998, Methods for the Calibration of Vibration Pick-ups by Laser Interferometry: I. Theoretical Analysis, *Measurement Science and Technology*, Vol. 9, No. 2, pp. 232~239.

(9) ISO/IEC, 1995, Uncertainty of Measurement – Part 3: Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement, Guide 98-3.



research interests are standards for vibration measurement and seismology.

**Yong-Bong Lee** received M.S. and Ph.D. degree in Mechanical Engineering at KAIST. He is currently working at Korea Research Institute of Standards and Science as a senior researcher. His



research interests are in the area of acoustic metrology, sound field control, and acoustical array system. He also interest in the product sound quality (PSQ) and noise control.

**Wan-Ho Cho** received M.S. and Ph.D. degree in Mechanical Engineering at KAIST. He is currently working at Korea Research Institute of Standards and Science as a senior researcher. His

# 내부 유체에 의한 고유진동수 분리 효과를 고려한 배관계의 적절한 시간이력해석 방법론

## Methodology for Time History Analysis of Piping System Contains Internal Fluid Including Natural Frequency Separation Effect

이 창균\* · 이 상 정\* · 이 은 호\* · 박 노 철†

ChangKyun Lee\*, SangJeung Lee\*, EunHo Lee\* and No-Cheol Park†

(Received December 27, 2019 ; Revised February 18, 2020 ; Accepted February 19, 2020)

**Key Words** : FSI(Fluid Structure Interaction; 유체-구조 연성 효과), FMA(Fluid Mass Added; 부가질량효과), FEM(Finite Element Method; 유한요소 해석), Modal Analysis(모드 해석), Time History Dynamic Analysis(시간이력동 해석)

### ABSTRACT

In this study, the natural frequency separation phenomena found in the dynamic analysis of piping systems with internal fluids were identified, and methods for efficient seismic time history analysis were studied. We conducted a dynamic analysis of a piping system with consideration for the effect of its internal fluids using the coupled model, which incorporates the fluid-structure interaction effect. Owing to the mode separation effect, modes were divided into the fluid mass added (FMA) mode, generated by the added mass effect of the fluid, and coupled mode, which is created by the resonance of the internal fluid. The response contribution of the FMA and coupled modes was confirmed to be effective for efficient seismic time history analysis.

### 기 호 설 명

- $K_{s,f}$  : 강성 행렬( $s$ : 구조,  $f$ : 유체)
- $M_{s,f}$  : 질량 행렬( $s$ : 구조,  $f$ : 유체)
- $R$  : 연성 행렬
- $u$  : 병진 자유도
- $p$  : 압력 자유도
- $\rho_f$  : 유체 밀도
- $\omega$  : 진동수
- $\omega_{s,f}$  : 고유진동수( $s$ : 구조,  $f$ : 유체)
- $\omega_{\pm}$  : 분리된 고유진동수

$\eta_c$  : 무차원 연성 계수

### 1. 서 론

2011년 동일본 대지진으로 인한 후쿠시마 원전 사후 이후 원자력 발전소에 대한 내진 성능 및 내진 안전성에 대한 재고와 규제의 강화가 지속적으로 이루어져 왔다. 현재는 설계기준초과 지진에 대한 원자력 발전소 및 핵심 기기들의 구조 건전성 평가에 대한 연구들이 화두가 되고 있다. 특히 핵심 기기들 중 배관계에 대한 연구들이 활발하며, 일본과 미국기계학회 등이

† Corresponding Author; Member, Yonsei University, Division of Mechanical Engineering, Professor  
E-mail : pnc@yonsei.ac.kr

\* Member, School of Mechanical Engineering, Yonsei University, Students

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

설계기준 초과 지진에 대해 선도적인 연구를 진행하고 있다. 설계초과지진 발생으로 인해 배관계는 탄성 영역을 벗어나 소성 거동이 발생한다. 이러한 현상을 기존의 탄성 해석을 통해 구조 건전성을 평가한다면, 배관계의 주요 파괴 모드인 low cycle fatigue 등을 평가할 수 없을 뿐 아니라, 과도한 마진으로 구조 건전성이 매우 보수적으로 평가된다. 따라서 설계초과지진에 대한 배관계의 구조 건전성 평가 시에는 재료의 탄소성 거동 등을 포함하기 위한 배관계의 시간이력 해석이 필요하다.

배관계의 특성상, 내부 유체로 인해 발생하는 유체-구조 연성 효과(fluid-structure interaction, FSI)를 반영한 연구들이 수행되었다<sup>(1-3)</sup>. 유체를 포함한 원통형 구조물에서 FSI를 고려한 동역학적 해석을 진행한 결과 연성효과에 의해 고유진동수 분리효과가 존재한다는 것을 확인하였고<sup>(1)</sup>, 원주방향으로 고정된 관형 구조물에 대해 veering(유체의 음향 고유진동수와 구조물의 고유진동수가 강하게 상호작용하는 영역) 구간에서 두 개의 고유진동수가 나타나게 되고, 이를 유체-구조물 공진에 의한 고유진동수라는 것을 수치적으로 해석했다<sup>(2,6)</sup>. 배관에 대해서 Wiggert, D. C. et al.는 모달 해석결과를 바탕으로 전달 행렬을 바탕으로 한 수치해석을 수행하여 유체와 구조물의 연성효과를 나타낼 수 있다는 것을 설명하였다<sup>(3)</sup>. 이처럼 여러 선행연구를 통하여 유체-구조물 연성효과를 고려하면 고유진동수 분리가 나타나는 현상이 존재하고, 이를 바탕으로 유체의 영향을 고려했다는 것을 알 수 있다.

하지만 유체-구조물 연성효과에 의한 고유진동수 분리 효과가 시간이력을 기반으로 한 동해석시에는 어떠한 형태로 나타나는지에 대해서는 언급이 없었다. 유체-구조 연성 효과를 포함한 유한요소해석을 진행하기 위해서 비대칭 행렬 구조방정식이 얻어지고, 재료의 탄소성 거동까지 포함되면 해석 부하가 기하급수적으로 증가한다. 원자력 발전소 내부의 수십, 수백 개 배관계의 구조 건전성을 평가하기 위해서는 해석 비용이 높은 것은 적절하지 않기 때문에 적절한 정확도와 해석 비용을 가지는 해석 방법이 필요하다. 이와 같은 목표를 위해 이 연구에서는 배관 내부 유체에 의한 고유진동수 분리 효과를 고찰하고 내부 유체 효과를 반영하는 적절한 시간이력 해석 방법을 제시하고자 한다. 제시한 해석 방법은 인공지진파의 지진 응답 해석 결과를 통해 검증하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 고유진동수 분리 효과

유체와 구조물의 유체-구조 연성 효과를 고려한 구조 방정식은 식 (1)이고, 구조 방정식의 강성 행렬과 질량 행렬은 비대칭이고, 연성 행렬은 유체와 구조물의 결합 특성을 포함한다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & 0 \\ \rho_f \mathbf{R}^T & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \dot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{R} \\ 0 & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \mathbf{f} \quad (1)$$

식 (1)과 같은 구조 방정식을 가지는 유체-구조 연성 구조물의 동특성은 부가 질량 효과( $\rho_f \mathbf{R}^T$ )로 인해 고유진동수가 감소한 FMA(fluid mass added) mode와 내부 유체의 고유진동수가 FMA mode의 고유진동수가 근접할 경우 발생하는 coupled mode로 나뉜다. Zhang, L. et al.은 유체를 포함한 직관 및 원통용기를 대상으로 실험을 수행하여 유체와 배관의 고유진동수가 가까이에 존재할 때, 고유진동수가 분리되어 FMA mode와 coupled mode로 나뉘는 것을 밝혔다<sup>(4)</sup>. 이와 유사하지만 Gorman, G. et al.은 원형 평판이 원주방향으로 구속되어 있는 경우에 대해서 유체의 유무에 따른 고유진동수 분리를 밝혔다<sup>(2)</sup>. 이러한 고유진동수 분리로 인한 모드 분리를 배관계에 적절히 활용하여, 유체-구조 효과를 반영하되 적절한 해석 비용을 가지는 해석 방법을 고찰하였다.

배관계와 같이 복잡한 구조물의 연구에 널리 활용되는 유한요소 해석 방법을 사용했다. 유한요소 해석을 통한 배관계에 고유진동수 분리를 확인하기 앞서 2개의 곡관부를 가지는 비교적 단순한 배관계에 대한 고유진동수 분리 효과의 이론적 고찰과 유한요소 해석 방법의 타당성을 확인하였다. 2개의 곡관부를 가지는 비교적 단순한 배관계에 대해 Moussou, P. et al.은 고유진동수 분리의 이론적 배경을 제시하였다<sup>(5)</sup>. 해당 선행연구에서 제시된 이론적인 계산 방법을 기준으로 유한요소방법을 적용하여 고유진동수 분리 효과를 확인하기 위해 Moussou, P. et al.이 대상으로 한 2개의 곡관부를 가지는 비교적 단순한 배관계를 Fig. 1과 같은 형태로 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS 19.2를 이용하여 모사하였다. 수직 직관부 AB, EF의 길이는 1.95 m, 배관의 외경은 0.3 m, 곡관부의 반경(radius of curvature, RC)는 0.45 m, 수평 직

관부(L)는 3.88 m, 배관의 두께(t)는 5 mm이다. 배관계의 기하형상에 따라 고유진동수 분리 양상을 확인하기 위해 기하형상의 주요 변수를 선정하였다. 이전에 수행된 곡관부 진동 특성 실험에 사용된 시편들의 치수를 기반으로 기하형상의 주요 변수를 선정하고 Table 1과 같이 case를 나누었다<sup>6)</sup>.

각 case별로 내부 유체를 음향요소로 구현한 coupled model과 유체의 부가 질량 효과만을 고려한 FMA model 두 가지 모델을 각각 구현하였다. 내부 유체는 구조물 전체에 영향을 끼친다는 가정 하에, 배관 내부 유체의 부피와 밀도를 통해 총 질량을 계산하여 구조물의 밀도에 추가하는 방식으로 FMA model에서 등가 질량을 모사하였다<sup>1)</sup>. 각 case 별 계산된 밀도는 Table 1의  $\rho_{FMA}$ 와 같고, 유체의 밀도는  $1000 \text{ kg/m}^3$ , 배관의 밀도는  $7800 \text{ kg/m}^3$ , 유체 내부 음속  $1000 \text{ m/s}$ , 탄성계수  $200 \text{ GPa}$ , 푸아송비  $0.3$ 을 사용하였다. Coupled model에서는 내부 유체를 음향요소로 모사하여 배관계 내부 유체의 효과를 모사하였고, 유한요소 해석을 이용하여 유체 음향 고유진동수

와 모드형상을 도출하였다. FMA model과 coupled model의 모드 해석 결과는 Table 2 및 Table 3과 같다. 해당 결과는 지진입력을 가정하고  $10 \text{ Hz} \sim 33 \text{ Hz}$  강진대역을 포함하는  $50 \text{ Hz}$  이내의 모드들을 비교하였다. 내부 유체의 공간 고유진동수는 구조적으로는 길이, 물성적으로는 유체 내부의 음속에 따라 결정된다. 또한 열린 양 끝단을 가졌다는 가정 하에 압력의 파동형태로 형성되며,  $f=c/2L$ 로 계산할 수 있다. 유한요소 해석에서 결과와  $f=c/2L$ 을 통해 계산한 값과의 오차는 Table 4와 같다. 해당 구간에 존재하는 고유진동수는 Table 2와 Table 3을 통해 큰 차이가 없다는 것을 확인하였고, Fig. 2와 같이 모드형상은 같음을 확

Cross-section

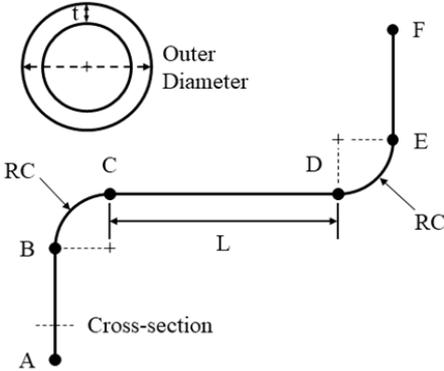


Fig. 1 Schematic diagram of finite element model

Table 1 FEM cases geometry & FMA density

	t [mm]	L [m]	RC [m]	$\rho_{FMA}[\text{kg/m}^3]$
Case 1-1	5	3.88	0.45	22056.94
Case 1-2	15	3.88	0.45	12062.96
Case 1-3	3.75	3.88	0.45	27056.28
Case 1-4	30	3.88	0.45	9577.77
Case 2-1	5	1.94	0.45	22055.71
Case 2-2	5	7.76	0.45	22059.01
Case 3-1	5	3.88	0.9	22055.72
Case 3-2	5	3.88	1.5	22054.99

Table 2 Coupled model modal frequency [Hz]

Mode #	1	2	3	4	5	6	7	8
Case 1-1	14.7	15.0	21.3	27.3	47.8			
Case 1-2	19.3	20.0	28.7	40.8				
Case 1-3	13.3	13.3	19.2	24.0	43.0			
Case 1-4	20.7	21.9	31.0	49.2				
Case 2-1	18.9	20.3	28.1					
Case 2-2	7.3	7.5	12.5	15.0	24.7	29.0	41.9	
Case 3-1	10.7	10.7	15.8	21.9	36.8			
Case 3-2	7.4	7.4	11.4	17.3	27.3	37.1	41.6	47.1

Table 3 FMA model modal frequency [Hz]

Mode #	1	2	3	4	5	6	7
Case 1-1	14.6	15.0	21.1	27.2	47.2		
Case 1-2	19.3	20.3	28.5	41.3			
Case 1-3	13.2	13.5	18.9	24.0	42.3		
Case 1-4	20.7	22.1	30.9	50.4			
Case 2-1	19.2	20.2	27.7				
Case 2-2	7.3	7.5	12.9	14.9	24.5	28.9	41.4
Case 3-1	10.7	10.8	15.6	22.0	36.4		
Case 3-2	7.4	7.4	11.3	17.4	27.1	37.0	40.6

Table 4 Fluid acoustic frequency [Hz]

Mode #	1st Fluid frequency	Calculated fluid frequency	Error (%)
Case 1-1	54.49	54.38	0.18
Case 1-2	54.47	54.38	0.16
Case 1-3	54.49	54.38	0.19
Case 1-4	54.46	54.38	0.13
Case 2-1	69.34	68.93	0.60
Case 2-2	38.27	38.24	0.07
Case 3-1	47.18	47.14	0.08
Case 3-2	40.04	40.02	0.04

인하였다. 하지만 case 3-2의 경우, 유체 고유진동수가 부가 질량 효과를 고려한 FMA mode와 유사한 모드가 존재하기 때문에 이에 따른 coupled mode가 존재하는 것을 Fig. 3을 통해 확인하였다. FMA model과 coupled model을 통해 얻은 해석 결과와 유체 고유진동수를 이용하여 coupled model의 분리된 고유진동수를 계산할 수 있다. 이는 산술적으로 유체의 음향 고유진동수와 부가 질량에 의한 진동수로 나뉘고, 식 (2)와 식 (3)의 조건에 따라 두 가지 해를 갖게 되며,  $\eta_c$ (dimensionless coupling term)과 고유진동수 분리 대역에 따라 식 (4)와 식 (5)로 계산할 수 있다<sup>(5)</sup>. 여기서  $w_f$ 는 내부 유체의 음향 고유진동수,  $w_s$ 는 부가 질량을 고려한 구조물의 고유진동수이다. 계산 결과는 Table 5와 같이 5%이내의 오차를 가졌다. 따라서 유체의 효과를 고려한 coupled mode는 유체 음향 고유진동수가 FMA mode와 겹치는 경우를 제외하고는 유체의 질량 효과만을 고려하여 나타낼 수 있다. 이를

두 가지 유한요소 모델인 coupled model과 FMA model을 이용하여 고유진동수 분리 현상을 확인할 수 있으며, 이와 같은 유한요소 해석 방법을 통해 복잡한 배관계에도 적용할 수 있는 가능성을 확인하였다.

$$(\omega_s^2 - \omega^2)(\omega_f^2 - \omega^2) - \eta_c^2 \omega^4 = 0 \tag{2}$$

$$\omega_{\pm}^2 = \frac{\omega_s^2 + \omega_f^2 \pm \sqrt{(\omega_s^2 + \omega_f^2)^2 + (1 - \eta_c^2)(\omega_s^2 - \omega_f^2)^2}}{2(1 - \eta_c^2)} \tag{3}$$

$$\omega_+^2 = \frac{\omega_f^2}{(1 - \eta_c^2)} \tag{4}$$

$$\omega_-^2 \approx \omega_s^2 \tag{5}$$

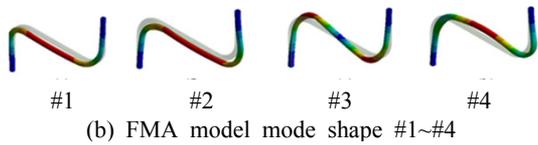
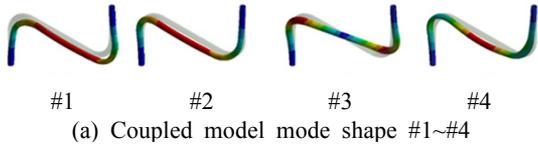


Fig. 2 Case 3-2 coupled/FMA mode shape

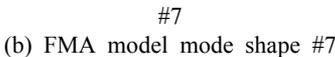
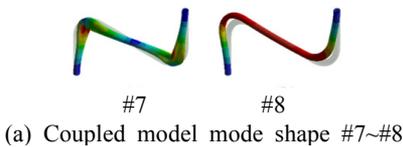


Fig. 3 Case 3-2 coupled/FMA different mode shape

Table 5 Separated frequency comparison

	$\omega_+$	$\omega_{coupled}$	$\omega_-$	$\omega_s$
Freq. [Hz]	44.79	47.107	40.6	41.6
Error [%]	4.92 %		2.40 %	

### 2.2 모사 배관계 유한요소 해석

고유진동수 분리로 생성된 모드들이 배관계의 지진 응답에 미치는 영향을 확인하기 위해 실제 배관계와 유사한 모사 배관계를 대상으로 지진 응답 해석을 수행하였다<sup>(7)</sup>. 상용 원전인 ARP1400의 가압기 밀림관을 모사한 배관계는 Fig. 4와 같다. 반지름 165.1 mm, 두께 33 mm, elbow curvature는 495.3 mm를 가지는 배관계이다. 해당 배관계는 스웨이와 스너버형태의 지지대를 가진다. 이들은 각 지점에서 한 방향 자유도를 구속하여 지지하는 효과가 있기 때문에, Fig. 4와 같이 해석 모델에서는 지지 방향으로 가진 입력이 있다고 가정하였다. 해당 배관계는 복잡한 형상으로 인해 고유진동수 분리를 이론적으로 계산하기 어렵다. 2.1절에서 확인한 FMA mode와 coupled mode를 비교하는 유한요소모델 방법을 통하여 고유진동수 분

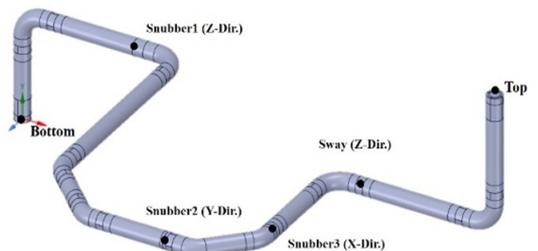


Fig. 4 FEM diagram of piping system

리 효과를 확인하였다.

해석에 사용된 모델의 물성치는 Table 6과 같고, 지진 응답 해석 시 주요 관심 진동수 대역인 10~33 Hz 강진 대역을 포함하도록 1~40 Hz을 관심 진동수 대역으로 설정하고, 모드형상 및 고유진동수를 분석하였다. 모드 해석 결과는 Table 7과 같다. 해당 배관계의 coupled model의 FMA mode와 coupled mode에 의한 고유진동수 분리 모드를 확인하였다. 해당 배관계의 음향 고유진동수를 통해 고유진동수 분리 모드를 예상할 수 있다. coupled model 기준으로 5, 6번 모드가 분리된 모드이며, FMA model 결과와 비교했을 때, 5번 모드가 음향 공진에 의해 영향을 받은 coupled mode이고 6번 모드가 부가 질량에 의한 FMA mode임을 알 수 있다.

$$MKE_{pq} = \phi_{pq} \sum_{s=1}^n M_{ps} \phi_{sq} \quad (6)$$

Modal kinetic energy는 식 (6)과 같이 정의되며, Fig. 5와 같이 coupled mode인 5번 모드의 modal

**Table 6** Finite element model information

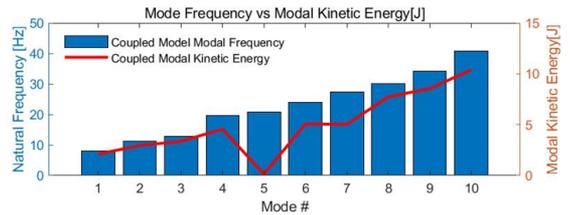
List	Information
Used elements	Solid 185 (structural element) Fluid 30 (acoustic element)
Mesh division (Elem. / nodes)	Coupled model 207118 / 217678 FMA model 99390 / 115488
Loading condition	Acceleration loading (Fig. 6) time increment: 0.005 s total time: 20 s
Damping	Rayleigh damping value : 4 % band frequency: 8.04 (1st mode) / 50 Hz
Material properties	Pipe (coupled model) density : 8030 kg/m <sup>3</sup> young's modulus : 175.4 GPa poisson's ratio : 0.31 Fluid (coupled model) density : 744 kg/m <sup>3</sup> sound velocity : 1019.4 m/s Pipe (FMA model) density : 9353.8 kg/m <sup>3</sup> young's modulus : 175.4 GPa poisson's ratio : 0.31
Boundary condition	Top, Bottom fixed condition in all direction Snubbers & sway (Fig. 4) fixed condition in one direction

kinetic energy가 낮다. 이를 통해 coupled mode가 외부 가진에 대한 구조물의 응답에 매우 적은 기여도를 가질 것으로 예상된다<sup>(8)</sup>. 즉, coupled model과 FMA model은 지진 응답 해석에서 유사한 응답을 보일 것이다.

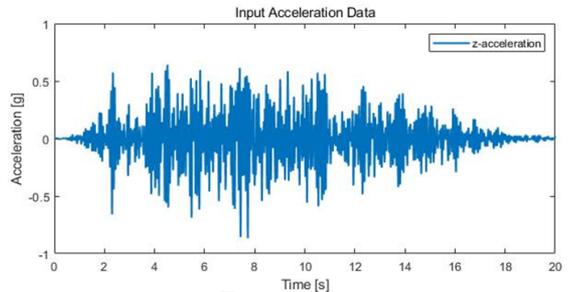
예상한 결과를 검증하기 위해 coupled model과 FMA model의 지진 시간이력 해석을 수행하였다. 지

**Table 7** Pipe model modal frequency

Modal	Coupled model	FMA model
Mode #	Freq. [Hz]	Freq. [Hz]
1	8.0461	8.0866
2	11.186	11.239
3	12.835	12.893
4	19.634	19.767
5	20.696	23.93
6	23.905	27.138
7	27.415	29.696
8	30.183	33.931
9	34.266	40.908
10	40.838	
Fluid acoustic	Model frequency [Hz]	Calculated frequency [Hz]
1	22.02	21.71



**Fig. 5** Modal analysis results



**Fig. 6** Input acceleration data

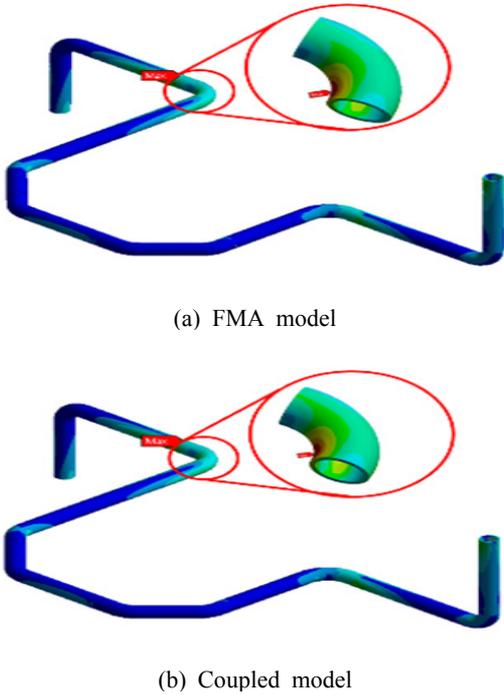


Fig. 7 Stress distribution at maximum response

Table 8 Maximum stress value(elbows)

FMA		Coupled model		Error [%]
Time [s]	Max. stress [MPa]	Time [s]	Max. stress [MPa]	
7.44	6.17	7.44	6.02	2.57 %

진 시간이력 해석에 사용된 해석 모델의 정보는 Table 7과 같다. 입력 지진 데이터는 Fig. 6과 같고 0.86 g 수준의 인공 지진파의 변위이력이다.

해당 배관계 전체의 최대 응력 발생 시점의 응력 분포는 Fig. 7과 같다. Table 8과 같이, coupled model의 경우 7.44 s에서 최대값 6.02 MPa, FMA model의 경우 7.44 s에 6.17 MPa으로 오차가 약 2.5 %이다. 또한 Fig. 8과 같이 최대 응답 발생 지점에서의 시간 이력이 매우 비슷하며, 두 모델의 응답이 3 % 이내의 오차를 가진다. 시간이력 해석 결과를 통해, 두 모델의 거동 차이는 매우 작다는 것을 확인하였다. 따라서 부가 질량 효과만을 고려한 FMA model을 coupled model과 비교했을 때 적절한 정확도를 가지는 지진 시간이력 해석을 수행할 수 있다.

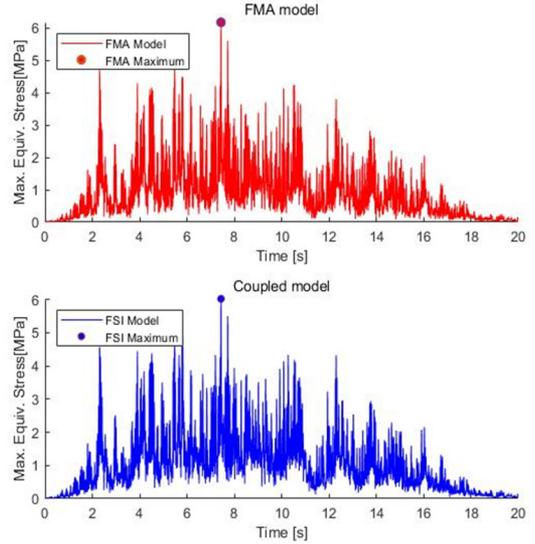


Fig. 8 Time history stress at maximum response point

### 3. 결 론

이 연구를 통해 내부 유체를 포함하는 배관계의 유한요소방법을 이용한 지진 응답 해석 시 적절한 방법에 대해 아래와 같은 결론을 도출하였다.

- 유한요소 해석을 통해 고유진동수 분리로 부가질량 효과를 나타내는 FMA mode와 유체 공진에 의해 구조가 영향을 받는 coupled mode로 모드 분리가 일어남을 확인하였다.
- coupled mode는 modal kinetic energy가 작으므로 지진 응답 해석에 큰 기여를 하지 않는다.
- 배관계 동해석 시, 음향 유체 요소를 사용하여 유체 구조 연성 효과를 반영한 coupled model을 사용하지 않고 등가 질량법을 통한 FMA model으로도 충분한 정확도를 보장하는 것을 확인하였다.
- FMA model은 배관 내부 유체를 모사하지 않아 구조 방정식의 크기가 작아지며, 대칭 행렬 구조 방정식을 가지므로 해석 비용 측면에서 coupled model에 비해 큰 이점을 가진다.
- 위 사실을 바탕으로 구조-연성효과를 고려한 해석 모델과 동등한 효과를 나타내면서 해석부하는 적은 FMA model이 배관계의 내진 해석에 적합함을 유한요소 해석을 통해 확인하였다.

## 후 기

이 연구는 2019년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (No. 20193110100020, 해외 내진분석 기술기준을 적용한 표준형 원전 설계초과지진 대응 기술개발).

## References

(1) Sigrist, J. F. and Garreau, S., 2007, Dynamic Analysis of Fluid-structure Interaction Problems with Modal Methods Using Pressure-based Fluid Finite Elements, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 43, No. 4, pp. 287~300.

(2) Gorman, D. G. and Horáček, J., 2007, Analysis of the Free Vibration of a Coupled Plate/fluid Interacting System and Interpretation Using Sub-system Modal Energy, *Engineering Structures*, Vol. 29, No. 5, pp. 754~762.

(3) Lesmez, M. W., Wiggert, D. C. and Hatfield, F. J., 1987, Modal Analysis of Vibrations in Liquid-Filled Piping Systems, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 112, No. 3, pp. 311~318.

(4) Zhang, L., Tijsseling, A. S. and Vardy, A. E., 1999, FSI Analysis of Liquid-filled Pipes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 224, No. 1, pp. 69~99.

(5) Moussou, P., Vaugrante, P., Guivarch, M., Seligmann, D., Ziada, S. and Staubli, T., 2000, Coupling Effects in a two Elbows Piping System, *Proceedings of the 7th International Conference on Flow-induced Vibration*, pp. 579~586.

(6) Salley, L. and Pan, J., 2002, A Study of the Modal Characteristics of Curved Pipes, *Applied Acoustics*, Vol. 63, No. 2, pp. 189~202.

(7) Seo, Y. S., Jeong, S. H., Lee, S. H., Hong, C. S. and Jeong, W. B., 2006, Vibration Analysis of Pipes Considering Fluid Pulsation, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 16,

No. 10, pp. 1050~1056.

(8) Li, D. S., Li, H. N. and Fritzen, C. P., 2007, The Connection Between Effective Independence and Modal Kinetic Energy Methods for Sensor Placement, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 305, No. 4~5, pp. 945~955.



**ChangKyun Lee** received B.S. degrees from Yonsei University in 2018 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in NPP Component Vibration



**SangJeung Lee** received B.S. degrees from Yonsei University in 2013 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in NPP Component Vibration



**EunHo Lee** received B.S. degrees from Yonsei University in 2016 and he is currently majoring in Structural Vibration in Yonsei University. He especially is interested in NPP Component Vibration



**No-Cheol Park** received B.S., M.S. and Ph.D. degrees from Yonsei University in 1986, 1988, and 1997, respectively. Dr. Park is currently a professor at the department of Mechanical Engineering in Yonsei University. His research interest is in Vibration & Optics.

# 공동주택 뜬바닥 구조층 구성에 따른 바닥충격음 차단성능 실험적 연구

## Parametric Study on Floor Impact Sound with Design Factors of Layers Composing a Floating Floor in Multi-Residential Buildings

양 홍 석\* · 김 태 민†  
Hong-Seok Yang\* and TaeMin Kim†

(Received January 17, 2020 ; Revised February 13, 2020 ; Accepted February 20, 2020)

**Key Words :** Floor Impact Sound(바닥충격음), Floating Floor(뜬바닥 구조), Design Factor(설계변수), Construction Method(시공방법), Impact Source(충격원)

### ABSTRACT

The purpose of this study is to examine the main factors in the control of floor impact sound with various design and construction methods of a floating floor. The factors that were considered include the thicknesses of the resilient and mass layers and construction order of the lightweight concrete to secure a floor flatness. The results, which were measured at mock-up housing units, showed that increasing the thickness of the resilient layer loading the same mass is effective in controlling the amplification due to mass-spring-mass resonance at 63 Hz. The sound reduction by increasing the thickness of the cement mortar from 40 mm to 80 mm was analyzed using 6 dB of a bang machine, 8 dB of a rubber ball, and 8 dB of a tapping machine in the single number quantity. According to the construction order of the lightweight concrete, the reduction effect in the single number quantity was similar to each other. The relationship between the floor impact sound reduction and different heavyweight impact sources showed a high correlation coefficient of over 0.9 at below 63 Hz, and a relatively low correlation coefficient at 125 Hz ~ 250 Hz. This result indicates a different subjective response related to floor impact sound reduction with different heavyweight impact sources.

### 1. 서 론

공동주택 층간 바닥충격음 차단성능 향상을 위한 다양한 기술적 노력이 기울여지고 있다.

준공 후 바닥충격음 차단 목표성능을 달성하기 위

해서는 설계단계에서부터 건축물 구조형식, 평면형태, 완충바닥, 천장 등을 포함한 복합 시스템에 대한 유기적인 소음진동 제어 기법이 반영되어야 한다. 더불어, 시공단계에서는 바닥충격음 차단성능 구현과 관련된 품질요인(일정한 슬래브 두께 확보, 평활도, 천장 시공 시 완전한 체결 등)에 대한 시공품의 질 확보

† Corresponding Author ; Member, Land and Housing Institute, Korea Land and Housing Cooperation, Researcher  
E-mail : ktaemin@lh.or.kr

\* Member, Land and Housing Institute, Korea Land and Housing Cooperation, Researcher

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

가 필요하다.

현재, 국내 신축 공동주택의 약 90% 이상이 타 구조(무량판, 기동식 구조 등) 대비 공기 단축 및 공사비 절감 등의 장점을 이유로 벽식구조로 건설되고 있으며<sup>(1)</sup>, 제한적인 범위에서 슬래브 두께 증가 등을 통한 바닥충격을 저감형 골조방식이 적용되고 있다. 바닥충격을 저감형 평면개발에 대한 일부 연구<sup>(2, 3)</sup>가 진행되었으나, 그 유효성에 대한 실증 부족 및 설계 변경(장단변비, 내력벽 위치 등) 범위 제약 등의 한계가 발생하고 있다.

구조·평면 형식 변화의 한계로 인해 그동안 슬래브 상부에 설치되는 완충 자재 중심의 연구개발이 진행되어 왔다<sup>(4-6)</sup>. 국내 제도 측면에서도 완충 바닥구조 개발 중심의 사전 인정제도를 도입하여 자재 개발을 유도하고 있다<sup>(7)</sup>. 제도 도입 이후, 인정 바닥구조를 현장에 적용하여 바닥충격을 저감대책을 수립하고 있으나, 인정성능 대비 현장성능 구현 비율이 낮고, 전체적으로 성능이 저하되는 현상이 나타나는 것으로 보고되고 있다<sup>(8)</sup>.

공동주택에 적용되는 뜬바닥 구조는 일반적으로 완충재, 경량기포콘크리트, 마감모르타르 등 이질재료로 적층되는 다층 구조다. 건설사에서는 완충 바닥구조의 총 두께에 관한 설계기준 수립 후 인정 바닥구조 선정을 통해 저감대책을 수립하고 있다. 현재 국내 공동주택에 설치되는 뜬바닥 구조는 완충재 30 mm 또는 60 mm를 적용하여 총 두께 110 mm 내외로 표준화 되고 있는 추세이며, 제한된 두께 범위 내에서 완충재의 재질, 형상 변화를 통해 바닥충격을 제어하기 위해 노력하고 있다. 그러나 뜬바닥 구조를 구성하는 개별 층의 두께, 설치순서 변화에 따른 차단성능 변화에 대한 체계적인 실증 검증은 부족한 실정이다.

이에, 이 연구에서는 뜬바닥 구조를 구성하는 개별 층의 설계요인 및 평할도 시공품질 관리를 위한 시공순서 변화에 따른 바닥충격을 실험하고 주요 제어요인을 분석하고자 한다. 추가적으로, 뱅머신과 고무공충량충격원 간 저감량 상관성을 분석하여 표준충격원 변화에 따른 차단성능 변화 영향도를 검토하였다.

## 2. 뜬바닥 구조 바닥충격을 제어 요인

완충재는 바닥충격을 저감 및 단열을 위해 뜬바닥 구

조용으로 보편적으로 사용되고 있다. 국내에서는 EPS(expanded poly-styrene), EVA(ethylene-vinyl acetate) 등 단열성 완충재가 차음성능, 비용, 시공성 등 종합적인 측면을 고려하여 높은 비율로 현장에 설치되고 있다<sup>(9)</sup>.

뜬바닥 구조는 완충재, 경량기포콘크리트(이하 경량기포), 마감모르타르(이하 마감몰탈), 표면 마감재로 구성되며, 상부 충격에 의해 각 바닥 구성층 간 거동 현상이 발생되어 충격을 하부세대로 전달하게 된다. 바닥 구조를 통해 전달되는 바닥충격음에 대한 전달특성 분석을 위한 실험 및 예측 연구는 다양하게 시도되어 왔다<sup>(10, 11)</sup>.

이 중 ISO 12354-2<sup>(12)</sup>에서는 뜬바닥 구조의 바닥충격을 저감 및 공진주파수에 관한 예측식을 제시하고 있다.

$$\Delta L = 30 \lg \frac{f}{f_0} \text{ dB} \tag{1}$$

$$f_0 = 160 \sqrt{\frac{s'}{m'}} \text{ Hz} \tag{2}$$

여기서,

- $\Delta L$  : 바닥충격을 저감량, dB
- $f$  : 옥타브 밴드 주파수, Hz
- $f_0$  : 뜬바닥 구조 공진주파수, Hz
- $s'$  : 동탄성계수, MN/m<sup>3</sup>
- $m'$  : 면밀도, kg/m<sup>2</sup>

식 (1)과 같이 뜬바닥 구조의 바닥충격을 저감량은 완충재와 누름층의 분리에 의해 발생하는 1자유도 공진주파수에 의해 영향을 받으며, 공진주파수 대비 옥타브 밴드 주파수 대역이 높아질수록 저감량이 상승하는 것을 알 수 있다. 공진주파수는 식 (2)와 같이 동탄성계수가 낮고 면밀도가 높을수록 낮아지는 상관성을 갖게 된다. ISO 12354-2에서는 면밀도와 동탄성계수 변화에 따라 선형적으로 저감량이 변하는 것으로 제시하고 있다.

국내 공동주택에 설치되는 경량기포(밀도 약 500 kg/m<sup>3</sup>)와 마감몰탈(밀도 약 2400 kg/m<sup>3</sup>)의 두께는 일반적으로 각 40 mm로서 누름층의 총 면밀도는 110 kg/m<sup>2</sup> 내외이며, 완충재의 동탄성계수는 10 ~ 40 MN/m<sup>3</sup>의 범위를 갖는다. 이에 따라, 뜬바닥 구조의 1자유도 공진주파수는 약 48 Hz ~ 96 Hz 범위에

분포하는 것을 알 수 있다.

경량충격원과 달리 뱅머신 중량충격원은 63 Hz 옥타브 밴드 주파수에서 높은 충격력을 발생시킨다. 옥타브 밴드 주파수 63 Hz의 밴드폭은 44 Hz~88 Hz이며, 이는 뜬바닥 구조 공법의 공진주파수 범위와 상당 영역 중첩이 되어 공진현상으로 인해 중량충격음 차단성능 저하 요인으로 작용하게 된다.

중량충격음 개선을 위해서는 뜬바닥 구조의 공진 주파수를 평가대역 범위 밖에서 발생하도록 완충재와 상부 하중판의 물성치를 설계해야 한다. 이상적으로는 진동전달률(transmissibility) 특성에 의한 증폭현상을 제어하기 위해  $\sqrt{2}f_0 < 44$  Hz (옥타브 밴드 중심

주파수 63 Hz 하한 주파수)에서 발생되도록 진동제어 설계가 필요하다.

### 3. 실험개요

#### 3.1 실험대상 및 조건

이 연구에서는 벽식구조 실증주택 2개 세대(전용면적 59 m<sup>2</sup>, 84 m<sup>2</sup>)를 대상으로 거실부 바닥(슬래브 두께 210 mm)에 뜬바닥 구조 시험체를 설치하여 바닥 충격음 차단성능 실험을 진행하였다. Fig. 1과 Fig. 2는 해당 세대 평면 및 뜬바닥 구조 시험체 시공 사진을 보여주며, Table 1은 각 세대 평면의 설계치수, 시험체 면적, 수습실 부피 등을 나타낸다.

이 실험에서는 Fig. 3과 같이 완충재가 설치되는 바닥면의 평활도 개선효과 등을 고려하여, 뜬바닥 구조 조건을 경량기포 선시공(case 1)과 완충재 선시공(case 2) 공법으로 구분하였다. 각 공법에 대해 Table 2와 같이 완충재 및 마감물탈 두께 변화에 따라 총 5가지의 시험체 조건을 설정하였다. 바닥 평활도 확보를 위해 경량기포를 슬래브 표면에 설치하는 case 1 조건에서는 59 m<sup>2</sup> 세대 거실에 시험체를 설치하여 완충재 두께 변화에 따라 case 1-1, 1-2 조건으로 설정하여 실험

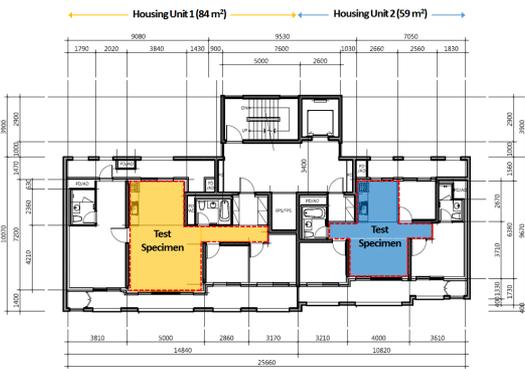


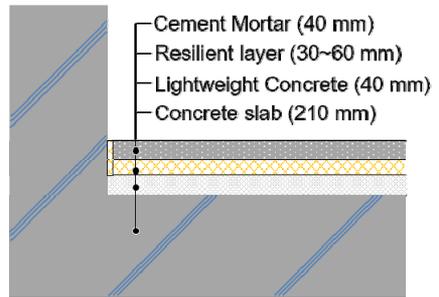
Fig. 1 Floor plan of the studied housing units



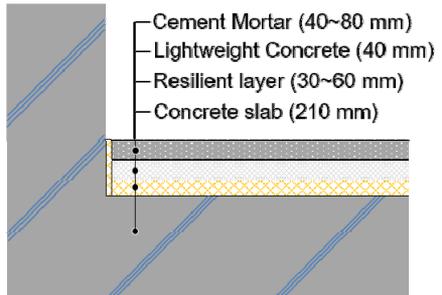
Fig. 2 View of installing the specimen

Table 1 Dimensional properties of the living room

Floor type (m <sup>2</sup> )	Width (m)	Depth (m)	Height (m)	Specimen area (m <sup>2</sup> )	Room volume (m <sup>3</sup> )	Width to depth ratio
59	4.0	6.4	2.3	23.2	53.4	1:1.6
84	5.0	7.2	2.3	35.9	82.6	1:1.4



(a) Case 1 : lightweight concrete on top of the slab



(b) Case 2 : resilient layer on top of the slab

Fig. 3 Cross section of the studied floating floor structure

을 진행하였다. 반면, case 2 조건에서는 84 m<sup>2</sup> 세대 거실에 완충재를 슬래브 표면에 설치하여 완충재 및 마감몰탈 두께에 따라 case 2-1, 2-2, 2-3 조건으로 설치하였다.

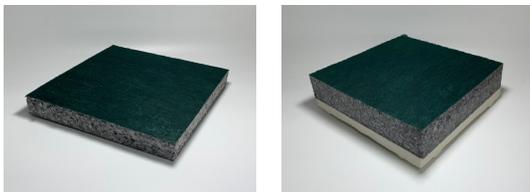
바닥 슬래브 하부 천장구조는 경량철골로 지지된 석고보드 9.5 mm로 마감되었으며, 공기층 170 mm가 설치된 이중 천장 구조로 시공되었다. 수음실의 바닥은 맨슬래브 조건이었으며, 벽체 표면은 페인트로 마감되었다.

완충재 물성치 변화에 따른 영향도 분석을 위해 Fig. 4와 같이 국내에서 높은 비율로 설치되고 있는 EPS 30 mm 완충재(평판형)와 총 두께 60 mm의 EVA 20 mm (요철형) + EPS 40 mm 완충재(평판형) 2종을 선정하였다. Table 3은 각 완충재의 음향 물성치 실험결과를 보여주며, 동탄성계수의 범위는 14.6 MN/m<sup>3</sup> ~ 18.2 MN/m<sup>3</sup>인 것을 알 수 있다.

완충재가 설치된 뜬바닥 구조의 진동전달률은 식 (3)

**Table 2** Description of layers composing the floating floors (L : lightweight concrete, C : cement mortar)

Floor type (m <sup>2</sup> )	Case No.	Structure of the floating floor (mm)			
		1st layer	2nd layer	3rd layer	Total thickness
59	Case 1-1	L (40)	EVA(20)+EPS(40)	C (40)	140
	Case 1-2		EPS(30)		110
84	Case 2-1	EVA(20)+EPS(40)	L (40)	C (40)	140
	Case 2-2			C (80)	110
	Case 2-3	EPS(30)			150



(a) EPS 30 mm (b) EVA 20 mm + EPS 40 mm

**Fig. 4** Specimen of the resilient material

**Table 3** Acoustic properties of the resilient materials

Type of resilient material		Thickness (mm)		Dynamic stiffness (MN/m <sup>3</sup> )		Loss factor		Density (kg/m <sup>3</sup> )	
EPS		30		18.2		0.13		19.4	
EVA + EPS	EVA	20	60	29.3	14.6	0.14	0.13	55.6	31.1
	EPS	40		30.7		0.17		18.6	

에 의해 공진주파수와 댐핑계수에 의해 결정되어 가진 충격에 대한 하부 세대 진동 전달 특성에 영향을 주게 된다. 이 연구에서 적용된 시료의 물성치를 활용하여 식에 적용했을 경우, 각 시험체 조건에 대해 Fig. 5와 같은 특성을 보이게 된다. 뜬바닥 구조에 의한 진동 증폭현상은  $\sqrt{2}f_0$  이하까지 발생하며 각 시험체에 대한 공진주파수와 증폭 상한 주파수는 Table 4에 나타난다. 분석결과, 5가지 시험체에 대한 고유진동수는 46.9 Hz ~ 69.7 Hz 범위에서 발생하며, 이는 Fig. 5와 같이 1/1 옥타브 밴드 63 Hz 대역의 상·하한 주파수 대역(44 Hz ~ 88 Hz) 내에 위치하는 것을 알 수 있다.

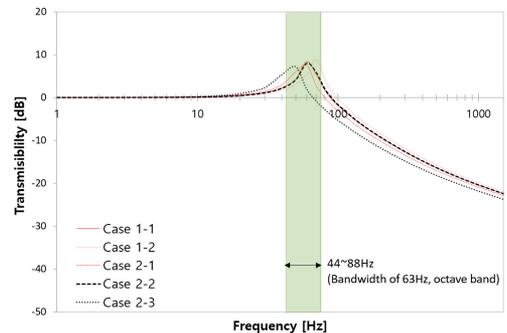
$$T = \sqrt{\frac{1 + \left(2\zeta \frac{f_d}{f_n}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{f_d}{f_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{f_d}{f_n}\right)^2}} \quad (3)$$

여기서,

$f_d$  : 가진주파수, Hz

$f_n$  : 공진주파수, Hz

$\zeta$  : 댐핑계수



**Fig. 5** Transmissibility with frequencies for each floating floor structure

**Table 4** Resonance frequency and transmissibility of the specimens

	Case of the specimens				
	Case 1-1	Case 1-2	Case 2-1	Case 2-2	Case 2-3
$f_0$ (Hz)	62.4	69.7	56.8	63.4	46.9
$\sqrt{2}f_0$ (Hz)	88.2	98.5	80.3	89.6	66.3
Transmissibility in maximum (dB)	8.4	8.9	7.5	8.0	7.1

### 3.2 실험내용

이 실험에서는 뜬바닥 구조 설치조건에서의 중량, 경량 바닥충격음 차단성능 실험과 더불어, 맨슬래브 조건에서의 가속도 주파수 응답함수와 수음실의 음향 공진 모드 측정을 통해 바닥 진동과 실내 음장 특성을 분석하였다.

바닥 진동 특성 분석을 위해 59 m<sup>2</sup>, 84 m<sup>2</sup> 타입 세대 거실 공간을 대상으로 FFT 분석기(Test.Lab, Siemens)에 임팩트 해머(086D50, PCB)와 가속도계(352C33, PCB)를 연결하여 모드 테스트를 수행하였다. 가속도계는 바닥 상부 2개 지점에 고정하고 임팩트 해머 가진점을 이동하며 가속도 응답을 측정하였다. 가속도계는 가속도 신호가 유효하게 입력될 것으로 예상되는 거실 및 주방 중앙부 인근에 설치하였다. 임팩트 해머에는 고무팁을 부착하여 약 250 Hz까지의 저주파수 대역에서 0.9 이상의 재현성(coherence)을 확보하였다. 84 타입은 3차 모드까지의 형상 확인하기 위해 45개의 격자(그리드 간격: 약 100 cm)를 구성하였으며, 59 타입은 보다 정밀한 분석을 위해 89개의 격자(그리드 간격: 50 cm)를 구성하였다. Fig. 6은 바닥 모드 테스트를 위해서 구성된 59, 84 타입의 거실 공간 측정 지점을 보여준다.

수음실의 음향 공진 모드는 무지향성 스피커(Ntek, Omni 4")를 주방 모서리 벽면부 하단 50 cm에 배치하여 백색소음을 20초간 발생 시킨 후, 거실 반대편 모서리 벽면부 상단 50 cm 지점(높이 1.8 m)에 마이크로폰(GRAS, Type 146 AE)을 설치하여 측정하였다. 음향 신호는 주파수 밴드폭은 1 Hz 간격으로 설정 후, FFT 분석기를 이용하여 분석하였다.

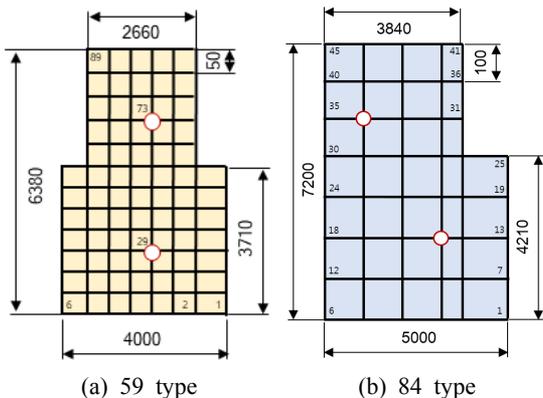


Fig. 6 Schematic diagram of the grid on the floor for vibrational modal test

중량 및 경량 바닥충격음 차단성능은 표준 충격원 뱅머신(RION, FI-02), 고무공(RION, YI-01), 태핑머신(Ntek, TPM-PRO)을 이용하여 KS F 2810과 KS F 2863에 따라 가진점과 수음점 각 5지점에서 측정하였다. 측정지점은 중앙점을 포함하여 59, 84 타입 평면에 대해 고시 상 거실 바닥면적 기준(14 m<sup>2</sup>)을 적용하여 벽면 모서리로부터 각 50 cm, 75 cm 이격하였다. 수음실에 설치된 마이크로폰은 1.2 m 높이로 설치하였으며, FFT 분석기(SA-02, RION)에 연결하여 1/3 옥타브 밴드 주파수 대역에 대한 바닥충격음 레벨을 측정 후, 바닥충격음 차단성능 단일수치 평가량을 계산하였다.

## 4. 실험결과

### 4.1. 바닥진동 및 실내음장 특성

저주파수 대역에서의 바닥진동 및 실내음장 모드 밀도는 중량충격음 차단성능에 높은 영향을 주며, 시험체 설치장소인 59 m<sup>2</sup>, 84 m<sup>2</sup> 평면의 실증주택은 각기 상이한 바닥진동과 수음실 음장 특성을 나타낼 것으로 판단되어, 이에 따른 바닥 진동 및 수음실 음장

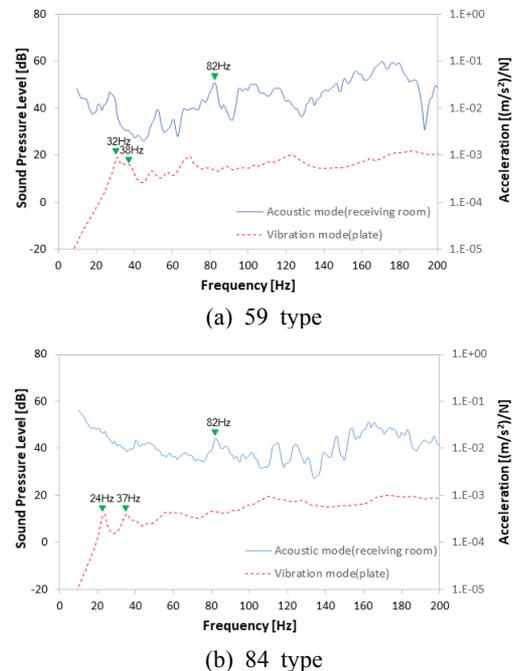


Fig. 7 Measured result for vibration (plate) and acoustic (receiving room) modes at different housing units in 1 Hz narrow band

모드 측정을 선행하였다.

59 타입 평면에 대한 실험결과, Fig. 7(a)와 같이 바닥 진동 1차, 2차 공진 모드는 각각 32 Hz, 38 Hz에서 발생하여 옥타브 밴드 63 Hz 대역 하한 주파수 미만에서 발생하는 것으로 분석되었다. 수음실 음향 공진 모드는 1/1 옥타브 밴드 63 Hz 대역 범위 중 82 Hz에

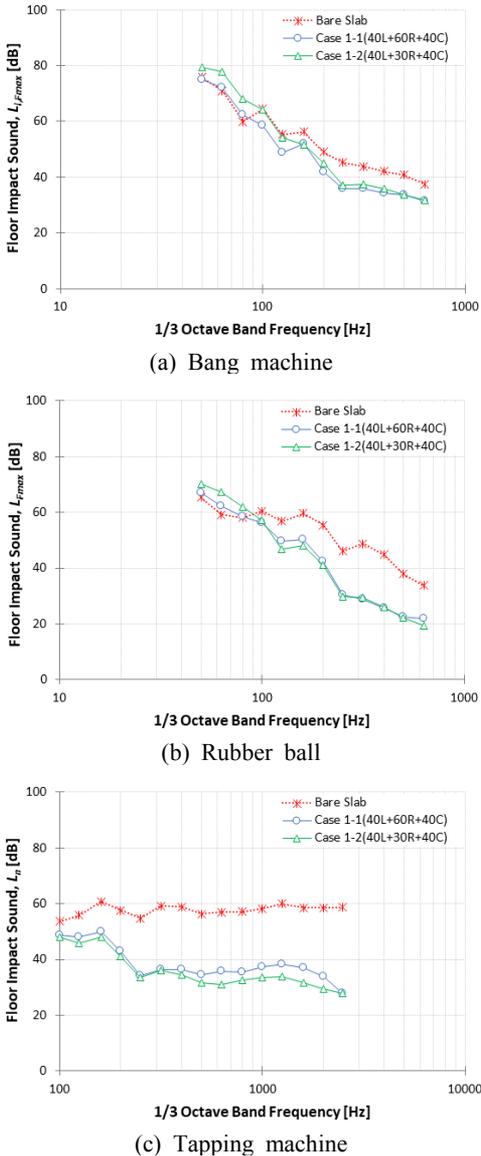
서 증폭 현상이 발생하는 것으로 분석되었다. Fig. 7(b)는 84 타입 평면에 대한 실험결과를 보여주며, 바닥 진동 1차, 2차 공진 모드는 각 24 Hz, 37 Hz로서, 59 타입 대비 넓은 바닥판 크기로 인해 상대적으로 낮은 주파수에서 발생하는 것으로 분석되었다. 수음실 음향 공진 모드에 대해서는 59 타입 평면과 유사하게 82 Hz에서 증폭현상이 발생되어, 뜬바닥 구조 설계 시 해당 주파수에 대한 공진 현상 억제 기술 설계가 필요할 것으로 판단된다.

위 결과와 같이, 평면 유형에 따라 상이한 바닥 진동과 수음실 음향 모드 특성을 보이며, 완충재 설치에 따른 공진 모드와의 연동으로 인해 저주파수 영역에서의 바닥충격음 특성이 변화할 것으로 판단된다.

#### 4.2. 바닥충격음 차단성능 및 저감량

Fig. 8은 경량기포 선타설 공법(case 1)에 대한 중량, 경량 충격원 변화에 따른 1/3 옥타브 밴드 주파수 바닥충격음 차단성능 결과를 보여준다. 뱅머신에 대한 분석결과, case 1-2(완충재 30 mm)에서 case 1-1(완충재 60 mm)과 비교하여 100 Hz 미만에서 맨슬래브 조건 대비 높은 바닥충격음 증폭현상이 나타나는 것을 알 수 있다. 이는, case 1-2에 설치된 완충재의 동탄성계수가 case 1-1에 비해 상대적으로 높아, 공진 주파수가 더 높은 대역에서 발생하며 진동전달률 최대치가 더 높은 것이 주요 원인으로 추정된다. 100 Hz 이상의 주파수 대역에서는 case 1-1, 1-2 조건 모두에서 맨슬래브 조건 대비 바닥충격음이 저감되는 효과를 보이며, 이는 주파수가 높아질수록 명확해지는 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 고무공 충격원에 대해서도 뱅머신 충격원과 유사한 결과가 나타나고 있으며, 100 Hz 이상의 주파수 대역에서는 완충재에 의한 저감효과가 뱅머신 대비 더욱 뚜렷한 것을 알 수 있다. 경량충격음 측정결과에서는 case 1-1, 1-2 모두에 대해 전 주파수 대역에서 바닥충격음이 저감되는 현상이 나타났다. 그러나 완충재 60 mm 구조 대비 30 mm 구조에서 상대적으로 낮은 경량충격음이 발생한 것으로 분석되었다.

완충재 선시공 공법에 대한 측정결과는 Fig. 9에 나타나며, 맨슬래브 대비 바닥충격음 차단성능은 경량 기포 선시공 공법과 유사한 것을 알 수 있다. 뱅머신과 고무공의 경우, case 2-2(완충재 30 mm 설치)에

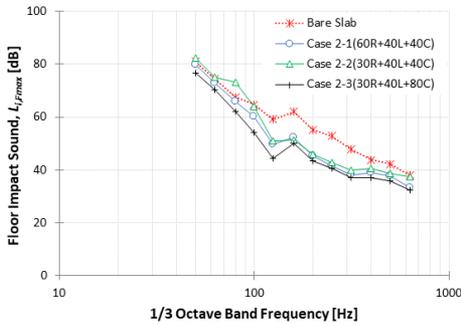


**Fig. 8** Measured floor impact sound at 1/3 octave band for the case installing the lightweight concrete on the slab according to different impact sources (L : lightweight concrete, R : resilient material, C : cement mortar)

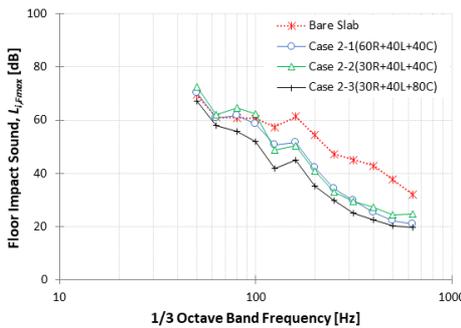
대해 100 Hz 미만의 주파수 대역에서 맨슬래브 대비 바닥충격음이 공진에 의해 증폭되는 반면, case 2-1 (완충재 60 mm 설치)에서는 증폭효과가 제어된 것을 알 수 있다. 마감몰탈 두께가 80 mm 설치 (40 mm 타설 후 40 mm 추가 타설)된 case 2-3에서는 뱅머신, 고무공, 태핑머신 모두에 대해 전주파수 대역에서 가장 낮은 바닥충격음을 보이는 것으로 분석되었다. 이는, 완충재 상부에 높은면밀도의 하층이 가해지면서 공진

주파수가 저하되며, 진동전달률 최대치 또한 낮아짐에 따라 발생한 현상으로 추정된다.

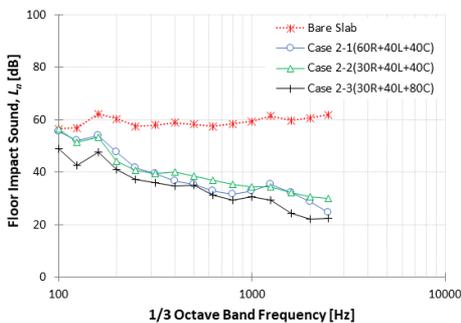
Table 5는 각 뜬바닥 구조 시험체 조건 및 충격원별 바닥충격음 차단성능 단일수치 결과를 보여준다. 맨슬래브의 바닥충격음 차단성능은 59 타입에 대해 단일수치 기준 뱅머신 50 dB, 고무공 47 dB, 태핑머신 65 dB로 분석되었다. 이는 뜬바닥 구조 설치 전 맨슬래브 자체에서도 중량충격음(뱅머신) 최저기준 50 dB를 충족하나, 경량충격음에 대한 차단성능 대책 수립이 필요한 것을 알 수 있다. 맨슬래브 조건에서의 단일수치는 59 타입 평면이 84 타입 평면에 비해 뱅머신 기준 3 dB, 고무공 기준 1 dB 낮은 것을 알 수 있으며, 이는 상대적으로 좁은 바닥 면적으로 인한 음향 방사에너지가 상대적으로 낮으며, 바닥판에 의한 1차, 2차 공진모드가 1/1 옥타브 밴드 63 Hz 하한 주파수 미만에서 발생되었기 때문으로 추정된다. 59 타입에 설치된 case 1 조건에서의 단일수치는 뱅



(a) Bang machine



(b) Rubber ball

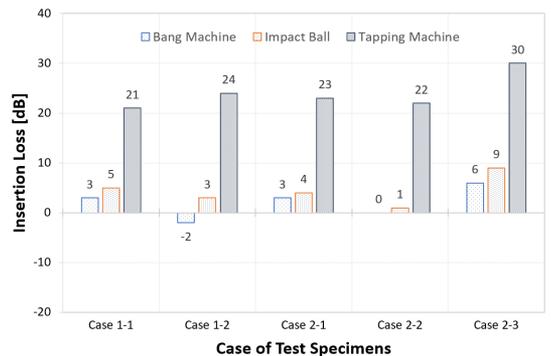


(c) Tapping machine

**Fig. 9** Measured floor impact sound at 1/3 octave band for the case installing the resilient layer on the slab according to different impact sources (R : resilient material, L : light-weight concrete, C : cement mortar)

**Table 5** Single number quantity of floor impact sound for each case

Floor type (m <sup>2</sup> )	Case of specimens	Single number quantity [dB]		
		Heavyweight (L <sub>i,Fmax,AW</sub> )		Lightweight (L <sub>n,AW</sub> )
		Bang machine	Rubber ball	Tapping machine
59	Bare slab	50	47	65
	Case 1-1	47	42	44
	Case 1-2	52	44	41
84	Bare slab	53	48	67
	Case 2-1	50	44	44
	Case 2-2	53	47	45
	Case 2-3	47	39	37



**Fig. 10** Insertion loss indicating the single number quantity by installing the floating floors on bare slab

머신 47 dB ~ 52 dB, 고무공 42 dB ~ 44 dB, 태핑머신 41 dB ~ 44 dB의 범위를 보였으며, 뱅머신과 고무공 간 단일수치 차이는 5 dB ~ 8 dB 범위를 보이는 것으로 분석되었다. 84 타입에 설치된 case 2 조건에서의 단일수치는 뱅머신 47 dB ~ 53 dB, 고무공 39 dB ~ 47 dB, 태핑머신 37 dB ~ 45 dB의 범위를 보였으며, 뱅머신과 고무공 간 단일수치 차이는 6 dB ~ 8 dB 범위를 보이는 것으로 분석되었다. 또한, 뱅머신의 경우에는 case 1, 2 모두에서 63 Hz 대역에 의해 단일수치가 주요하게 결정되는 것으로 나타났다.

Fig. 10은 뜬바닥 구조 설치 후의 단일수치 저감량을 보여준다. 59 타입에 설치된 case 1-1에 대해서는 뱅머신 3 dB, 고무공 5 dB, 태핑머신 21 dB가 저감된 것으로 분석되어, 뜬바닥 구조 설치 후 유효한 저감효과가 나타난 것을 알 수 있다. 반면, case 1-2에서는 뱅머신 -2 dB, 고무공 3 dB, 태핑머신 24 dB가 저감된 것으로 분석되어, 뱅머신 충격원에 대해 뜬바닥 구조 설치 후 증폭현상이 나타났다. 이는 63 Hz 대역에서의 공진 발생이 단일수치 평가에 지배적인 기여를 하였기 때문이다. 84 타입에 설치된 case 2-1은 맨슬래브 조건 대비 뱅머신 3 dB, 고무공 4 dB, 태핑머신 23 dB가 저감되었으며, case 2-2에 대해서는 뱅머신 0 dB, 고무공 1 dB, 태핑머신 22 dB가 저감된 것으로 분석되었다. 마감몰탈 두께가 80 mm로 설치된 case 2-3에서는 뱅머신 6 dB, 고무공 9 dB, 태핑머신 30 dB가 저감되어, 실험대상 중 가장 높은 저감효과를 보였다.

4.3. 중량충격원 별 바닥충격을 저감량 상관성

국내 고시 상 중량충격음 평가방법은 뱅머신을 이

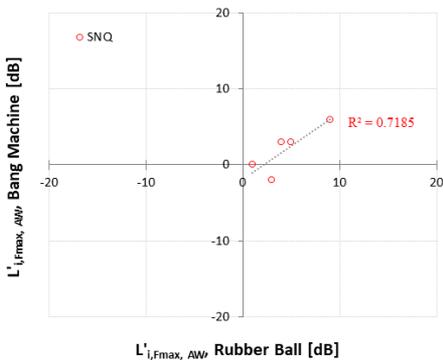
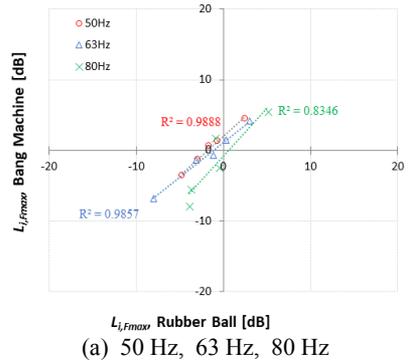
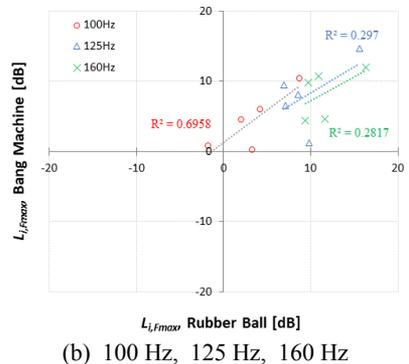


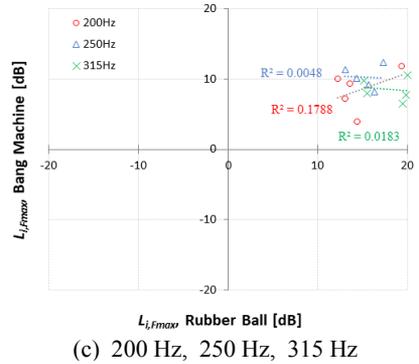
Fig. 11 Relationship for the insertion loss of the single number quantity according to the impact sources



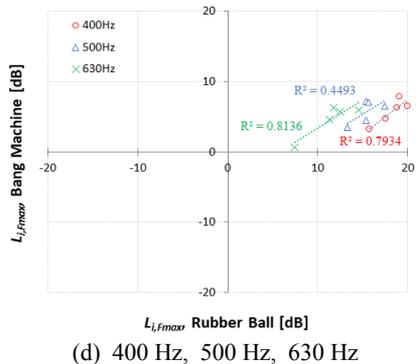
(a) 50 Hz, 63 Hz, 80 Hz



(b) 100 Hz, 125 Hz, 160 Hz

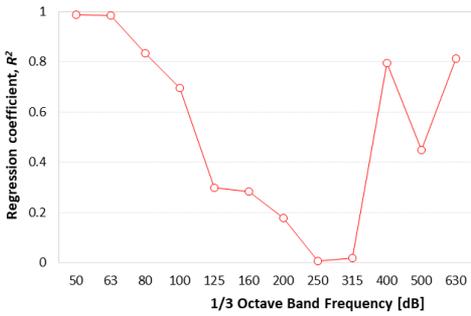


(c) 200 Hz, 250 Hz, 315 Hz



(d) 400 Hz, 500 Hz, 630 Hz

Fig. 12 Relationship for the insertion loss at 1/3 octave band frequency according to the impact sources



**Fig. 13** Regression coefficient at 1/3 octave band frequencies showing the relationship for the insertion loss measured using different impact sources

용하여 바닥충격음 레벨( $L_{i,Fmax}$ )을 측정 후, 단일수치 ( $L_{i,Fmax,AW}$ )로 평가하여 등급화에 반영하고 있다. 그러나 실제 거주자 행위 충격 특성 대비 과도한 충격력 및 주파수 스펙트럼 특성 차이에 대한 개선 필요성이 지속적으로 제기되고 있다. 이에 대한 방안으로, ISO에서는 고무공을 표준 중량충격원으로 채택하여 중량충격음에 대한 차단성능을 실험하는 방법을 채택하고 있다<sup>(13)</sup>. 뱅머신과 고무공 간에는 충격력 및 스펙트럼 차이가 발생하며, 동일 뜯바닥 구조에 대한 중량충격음 저감성능에서도 차이가 발생할 것으로 판단된다.

Fig. 11은 양 충격원 간 중량충격음 단일수치 저감량 상관관계를 보여주며, 상관계수( $R^2$ )가 0.7 이상을 보이는 것으로 분석되었다. 그러나 고무공이 뱅머신에 비해 완충재 설치에 따른 저감효과가 상대적으로 높게 평가되는 것을 알 수 있다. Fig. 12는 충격원 변화에 따른 주파수 별 저감량 상관성을 보여주며, 100 Hz 미만의 대역에서는 높은 상관관계를 보이는 반면, 그 이상의 주파수 대역에서는 상관성이 낮아 저감성능 평가 시 충격원 종류에 따라 상이한 주관적 반응을 보일 것으로 예상된다. 주파수 별 상관계수( $R^2$ )는 Fig. 13과 같이 63 Hz 대역에서 250 Hz 대역까지 큰 폭으로 저하 후 500 Hz 대역에서 다시 상승하는 것을 알 수 있다.

### 5. 결 론

이 연구에서는 뜯바닥 구조의 설계변수를 완충재 종류·두께, 마감몰탈 두께, 경량기포 시공 순서로 구분 후 바닥충격음 제어 효과를 분석하기 위해 총 5개

시험체를 실증주택에 설치하여 실험을 진행하였으며, 주요 연구결과는 다음과 같다.

(1) 전용면적 59 m<sup>2</sup>, 84 m<sup>2</sup> 평면에 대한 맨슬래브 조건에서의 바닥 진동과 수음실 음향 모드 특성 실험 결과, 평면 형태에 따라 저주파수 대역에서 상이한 특성을 보여, 동일 바닥구조 설치 시에도 평면 형태에 따라 차단성능 변화에 영향을 주는 것으로 분석되었다.

(2) 모든 시험조건에서 태핑머신의 저감량은 확보되었으나, 일부 구조에 대해 중량충격음이 증폭되는 현상이 나타났다.

(3) 누름층의 무게가 동일한 조건에서 완충재 두께 증가(30 mm → 60 mm) 시, 100 Hz 미만의 주파수 대역에서 발생하는 공진에 의한 증폭현상이 일정 부분 제어되었으나, 맨슬래브 대비 개선효과는 미미했다. 경량기포 선시공 후 완충재 30 mm가 적용된 공법에서 맨슬래브 조건 대비 뱅머신 -2 dB, 고무공 3 dB 저감효과 발생하여 뱅머신에서 증폭현상이 발생한 반면, 완충재 60 mm 설치 시에는 뱅머신 3 dB, 고무공 5 dB 저감효과가 발생하였다. 경량충격음은 21 dB ~ 24 dB의 개선효과 발생하였다.

(4) 완충재 선시공 후 경량기포 타설 공법에 대해, 완충재 30 mm, 경량기포 40 mm 조건에서 마감몰탈 두께를 80 mm로 타설 시(총 두께 150 mm)에는 맨슬래브 조건 대비 뱅머신 6 dB, 고무공 9 dB, 태핑머신 30 dB가 저감되어, 실험대상 중 가장 높은 저감효과가 나타났다. 마감몰탈 두께 40 mm 대비 80 mm 구조에 대한 단일수치 저감량은 뱅머신 6 dB, 고무공 8 dB, 태핑머신 8 dB로 분석되어 마감몰탈 두께 증가에 따른 저감효과가 유효한 것으로 나타났다.

(5) 중량충격원 간 저감량 상관성은 63 Hz 미만의 저주파수 대역에서 상관계수( $R^2$ )가 0.9 이상으로 높은 수치를 보인 반면, 125 Hz, 250 Hz 대역에서의 상관계수( $R^2$ )는 상대적으로 낮아 충격원 종류에 따라 뜯바닥 구조의 저감효과에 대한 상이한 주관적 반응을 보일 것으로 사료된다.

향후에는 다양한 평면 형태 및 구조 형식에 설치되는 뜯바닥 구조의 설계변수 별 저감효과 검증을 위한 추가 연구가 필요할 것으로 판단된다. 또한, 뜯바닥 구조 설치 후 모드 테스트를 통한 설계변수 별 공진 주파수 변화 특성 분석 및 마감몰탈 두께 증가 시 표면 열전달 특성 변화와 구조적 안정성 검토 등이 필요할 것으로 사료된다.

## 후 기

이 연구는 한국토지주택공사에서 지원한 2018년도 수시과제 “공동주택 바닥충격음 저감 설계·시공 제어 요인 분석 연구(R201810001)” 결과의 일부임.

## References

(1) Ministry of Land and Transportation, 2017, Structural Type of Multi-residential Buildings of 500 Households or More Nationwide.

(2) Kim, J. H., Mun, D. H., Jeong, G. C. and Park, H. G., 2017, Influence of Floor Dimension and Resilient Material on Heavy Impact Noise of Floating Floor System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 434-443.

(3) Lee, S. B., Yang, H. S., Chun, Y. S. and Lee, B. S., 2015, Investigating Designable Factors on Floor Plans of Apartment Buildings for Analysing Correlation with Floor Impact Sound, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 686-688.

(4) Kim, K. W., Jeong, G. C. and Sohn, J. Y., 2008, Evaluation of the Dynamic Stiffness and Heavy-weight Floor Impact Sound Reduction by Composition of Resilient Materials, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 247-254.

(5) Song, G. G., Kim, Y. H., Ryu, J. K. and Kim, M. J., 2018, Analysis of Heavyweight Floor Impact Sound Level with Dynamic Stiffness and Thickness of EPS Type Resilient Materials, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 713-720.

(6) Oh, J. K. and Sohn, J. Y., 2010, Correlation Analysis between Dynamic Stiffness and Heavyweight Impact Noise and Application of Impedance Method, Journal of the Architectural Institute of Korea: Planning & Design, Vol. 26, No. 6, pp. 305-312.

(7) Ministry of Land and Transportation, 2019,

Threshold and Management Standard of the Floor Impact Sound Insulation for Multi-family Housing, No. 2019-622.

(8) The Board of Audit and Inspection of Korea, 2019, Operation Status for Regulation of Floor Impact Noise Reduction in Apartments.

(9) Land & Housing Institute, 2013, A Study on the Development Direction of Technology for Reducing Heavy Floor Impact Sound in Apartment Housing.

(10) Cho, T., 2013, Experimental and Numerical Analysis of Floating Floor Resonance and Its Effect on Impact Sound Transmission, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, No. 25, pp. 6552-6561.

(11) Cho, T., 2013, Vibro-acoustic Characteristics of Floating Floor System: The Influence of Frequency-matched Resonance on Low Frequency Impact Sound, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, No. 1, pp. 33-42.

(12) International Organization for Standardization, 2017, Building Acoustics – Estimation of Acoustic Performance of Buildings from the Performance of Elements – Part 2: Impact Sound Insulation between Rooms, ISO 12354-2.

(13) International Organization for Standardization, 2015, Acoustics – Field Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Building Elements – Part 2: Impact Sound Insulation, ISO 16283-2.



**Hong-Seok Yang** received his Ph.D. at School of Architecture, University of Sheffield, UK. He is currently Researcher of Acoustics at the LHI(Land & Housing Institute). His main fields are architectural and environmental acoustics.



**TaeMin Kim** received his Ph.D. at Department of Mechanical Engineering, Hongik University. He is currently Researcher of Acoustics at the LHI(Land & Housing Institute). His main fields are noise and vibration control in buildings.

# 규칙기반과 딥러닝을 동시에 활용한 앙상블 회전체 이상진단 Ensemble Method using Rule-based and Deep-learning Algorithms for Rotating-machine Diagnostics

이 남 정\* · 김 성 민\*\* · 정 일 주\* · 손 석 만\*\* · 이 승 철†

Namjeong Lee\*, Sungmin Kim\*\*, Iljoo Jeong\*, Seokman Sohn\*\* and Seungchul Lee†

(Received January 31, 2020 ; Revised March 27, 2020 ; Accepted March 27, 2020)

**Key Words :** Ensemble(앙상블), Rule-based(규칙기반), Deep Learning(심층 학습), CNN(합성곱 신경망), Orbit Detection(궤도 추적), Rotating Machine(회전체), Machine Diagnostics(기계 진단)

## ABSTRACT

Unlike the major equipment used in power plants, auxiliary equipment usually does not possess a real-time system to analyze the machine condition. Therefore, detecting the fault of such auxiliary equipment in advance is difficult. Thus, the diagnosis of auxiliary equipment at a less cost is important for minimizing the downtime due to the fault of the equipment. In this paper, we introduce a diagnosis method for auxiliary equipment in power plants using rule-based and deep-learning algorithms. First, we calculate the probability of cause of a fault from current symptoms by using the rule-based algorithm. The rule used in this algorithm is established based on expert experience. We then conduct orbit detection using a convolution neural network. This algorithm self-learns the filter to classify orbit images as normal, rubbing, and unbalanced. The weakness of the deep-learning algorithm can be compensated by combining the results of the aforementioned methods.

## 기 호 설 명

$E$  : 관측된 증상(evidence)  
 $H$  : 가능한 원인(hypothesis)

## 1. 서 론

상대적으로 중요도가 낮은 발전소의 보조기기는 가격 상의 문제로 실시간 상태 감시 및 진단 시스템이 갖추어지지 않은 경우가 많다. 하지만 보조 기기의 고장 시에도 발전소가 가동을 중단하게 될 위험이 있으며 이에 따른 손실이 계속되는 것이 사실이다. 현재 이

러한 문제를 해결하기 위하여 보조기기를 여러 대를 보유하고 있으며 고장 시 대체 가동을 시키는 방식으로 이를 대비하고 있다. 하지만 이는 비용적인 측면에서 비효율적이다. 따라서 가동 중단 상황이 발생하기 전 의심 증상을 발견하면 그 원인을 신속하게 해결하는 것이 중요하다. 이러한 이유로 최근 저비용으로 보조 기기의 상태를 실시간으로 사전 진단 및 분석을 하는 연구에 대한 필요성이 대두되고 있다. 이 논문에서는 이를 진단하기 위한 규칙 기반 알고리즘과 딥러닝 알고리즘을 동시에 사용하는 방법을 소개한다. 규칙 기반 알고리즘을 이용하여 현재 기기에 나타나는 증상들을 측정 후 전문가의 경험에 의존한 규칙 표를 기반

† Corresponding Author ; Member, POSTECH, Professor  
E-mail : seunglee@postech.ac.kr  
\* POSTECH, Student  
\*\* KEPRI, Researcher

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference  
‡ Recommended by Editor Jung Woo Sohn  
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

으로 그 원인을 추정한다. 또한 진단을 수행하고자 하는 발전소 보조 기기의 주요 파트인 회전체에 대하여 진단 방법으로 궤도 진단을 수행하였다. 진단 방식으로는 합성곱 신경망을 이용하였으며 회전 축에 수직인 두 축의 위치로 생성한 궤도 이미지를 이용하여 합성곱 신경망을 학습시켰다. 합성곱 신경망은 스스로 normal, rubbing, unbalance 세 종류의 원인을 분류하기 위한 필터를 학습하여 이미지를 입력 받을 시 그 이미지에 해당하는 원인을 진단한다. 이 논문에서는 딥러닝의 블랙박스 문제를 보완하면서 스스로 특성 인자를 찾아내는 딥러닝의 장점을 얻기 위하여 이 두 알고리즘의 결과를 동시에 사용하였다. 이처럼 분류기 집합을 구성하여 예측에 가중치를 부여한 뒤 새 데이터 요소를 분류하는 학습 알고리즘은 단일 분류기보다 성능이 우수하며 쉽게 과적합 되지 않는 장점이 있다<sup>(1)</sup>.

## 2. 보조기기 이상 진단 알고리즘

### 2.1 알고리즘 소개

#### (1) 규칙 기반 알고리즘

발전소 보조 기기의 특정 증상이 관측되었을 때 원인을 추정하여 이를 수정하기 위한 알고리즘으로 설비의 육안 점검 결과만을 가지고 설비의 이상 원인을 추정하는 것을 목표로 한다. 하지만 어떤 원인이 존재할 때에 증상이 발생할 확률을 구하는 것은 원인을 설정한 뒤 관측하면 되는 것으로 비교적 쉽게 값을 얻을 수 있는 반면, 특정 증상이 관측되었을 때 그 원인을 역 추적하는 것은 다양한 변수를 함께 고려하여야 하기 때문에 어려운 경우가 많다. 그럼에도 불구하고 실제 현장에서 관측할 수 있는 것은 증상이므로 증상을 관측하여 그 원인을 추적하는 방법을 연구하는 것이 필요하다. 즉, 얻을 수 있는 데이터는 원인 존재 시 증상 발생 확률이며 이를 통해 구해야 할 내용은 증상 발생 시 특정 원인의 존재 확률이다. 이를 통하여 설비의 이상 증상의 원인을 확인 및 제거하고 증상을 개선할 수 있다.

규칙 기반 알고리즘은 베이즈 정리(Bayes' rule)에 기반을 두고 있다. 베이즈 정리는 두 확률 변수의 사전 확률과 사후 확률 간의 관계를 나타내는 정리로 아래의 식으로 표현할 수 있다.

$$P(H|E) = \frac{P(E|H)P(H)}{P(E)} \tag{1}$$

여기서  $P(H)$ 는  $H$ 의 사전확률로  $E$ 에 대한 어떠한 정보도 없을 때의  $H$ 의 확률이다. 또한  $P(E|H)$ 는  $H$ 를 알고 있을 때의  $E$ 의 조건부 확률이며  $P(E)$ 는 정규화 파라미터로 정의할 수 있다. 따라서 베이즈 정리를 통하여 원인에 따른 증상의 확률을 이용하여 증상 관측 시 원인의 확률을 계산할 수 있다.

규칙 기반 알고리즘의 기반이 되는 데이터, 즉 사전 확률은 현장에서 기기의 상태를 점검하고 진단하는 전문가의 의견이다. 규칙 표는 현장 전문가가 각각의 원인에 의해 발생할 수 있는 증상들을 체크한 리스트를 기반으로 이의 신뢰도를 0.9로 설정하여 만든 표이다. 아래 Table 1은 이 규칙 기반 알고리즘에 사용한 규칙 표의 일부이다. 행과 열은 각각 설비에서 관측된 증상과 그 원인이다. 표의 내용은 진단 대상 설비에서 특정 원인이 존재 시 증상 발생 확률을 나타낸다.

즉 이 표에 따르면 ‘과도한 입구 온도’ 원인이 존재할 때 ‘과도한 진동’이 관측될 확률은 10%, ‘토출압 감소’가 관측될 확률은 90%이다. 이 표의 표기 값을  $P(E|H)$ 로 설정한 후 베이즈 정리의 식을 이용하여  $P(H|E)$ 를 계산할 수 있다.

이와 같이 베이즈 정리를 이용하면 단일 증상에서의 사전 확률을 이용하여 사후 확률을 계산할 수 있다. 뿐만 아니라 여러 증상이 복합적으로 발생하는 경우까지 확장가능하다. 한 가지 증상만을 확인하여 어떤 원인의 존재 여부를 따지는 것보다 여러 가지 복합적인 증상의 발생 여부, 관측여부에 따라서 원인의 존재 여부 및 확률을 판단 시 더 높은 신뢰도를 얻을 수 있기 때문이다. 따라서 이처럼 여러 가지 증상의 발생, 미발생, 미측정 등을 한꺼번에 고려하는 방법 또한 필요하다. 이는 단일 증상에서의 원인의 확률을 구할 때 사용한 사전 확률을 똑같이 사용하며 확률변수간의 독립 및 종속 관계를 이용하여 관계식을 정의하여 이를 계산한다. 여러 개의 증상이 관측되었을 때의 각 원인의 존재 확률은 식 (2)와 같이 정리할 수 있다.

Table 1 Rule table

	Over Vibration	Low discharge pressure
Over inlet temperature	0.1	0.9
Bolt loosening, damage	0.9	0.1

$$P(H|E_1, E_2, \dots, E_m) = \frac{P(E_1, E_2, \dots, E_m|H)P(H)}{P(E_1, E_2, \dots, E_m)} \quad (2)$$

현재 원인과 증상이라는 두 확률 변수 간의 관계는 Fig. 1과 같다. 또한 Fig. 1과 같은 관계를 가질 때  $H$ 를 알고 있다면 각  $E$ 들은 서로 독립으로 취급할 수 있다. 따라서  $H$ 의 정보가 주어졌을 때의 여러 개의 증상  $E$ 가 발생할 확률은  $H$ 의 정보가 주어졌을 때 각  $E$ 가 발생할 확률의 곱으로 나타낼 수 있다. 따라서 위의 식 (2)를 식 (3)과 같이 정리할 수 있다<sup>(2)</sup>.

$$P(H|E_1, E_2, \dots, E_m) = \frac{\prod_{i=1}^m P(E_i|H)P(H)}{P(E_1, E_2, \dots, E_m)} \quad (3)$$

이러한 방법으로 확률 변수 간의 관계와 베이즈 정리를 활용하여 여러 증상을 복합적으로 고려한 원인의 확률을 식 (3)을 통해 계산할 수 있다. 또한 현장에서 매번 모든 증상을 측정하는 것이 아니기 때문에 미측정, 측정하였지만 미발생한 것, 그리고 측정을 해서 증상 발생을 확인한 것 3가지로 체크리스트를 만들어서 편의성을 높였다.

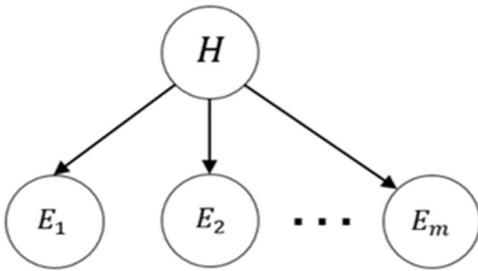


Fig. 1 Relationship between variables

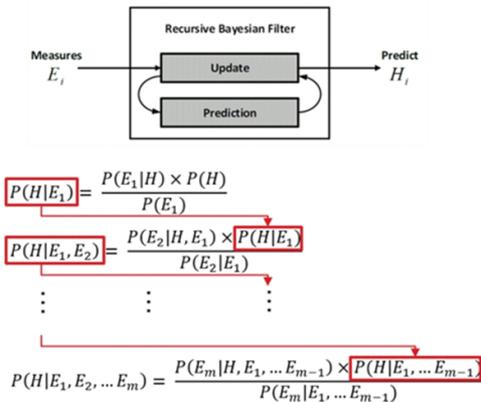


Fig. 2 Recursive bayesian estimation

앞서 설명한 규칙기반 알고리즘을 이용하여 다양한 증상의 발생, 미발생, 미측정에 따른 원인의 확률을 각각 계산할 수 있다. Fig. 3은 규칙 기반 알고리즘을 통해 가상의 증상을 가정하여 계산한 원인의 확률을 나타내며, 과도한 진동을 측정하고 이의 발생을 확인하였을 때 원인의 확률을 나타낸 것이다. Fig. 3에서 보면 네 가지 원인 모두 과도한 진동을 유발할 수 있는 원인임을 알 수 있다.

Fig. 4는 이후 토출압 감소를 측정 후 이의 미발생을 확인하였을 때의 원인 확률이다. H2, H3의 확률

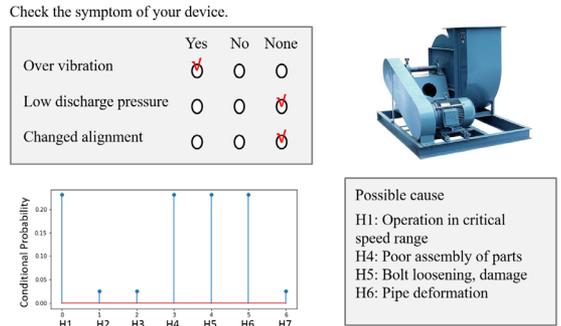


Fig. 3 E1 measure & occur

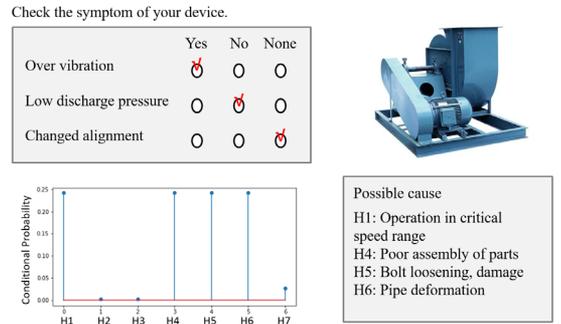


Fig. 4 E1-E2 measure, E1 occur

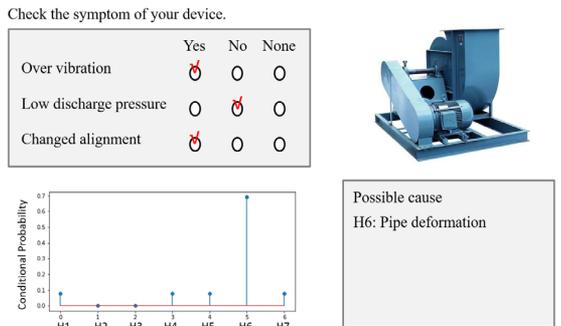


Fig. 5 E1-E2-E3 measure, E1-E3 occur

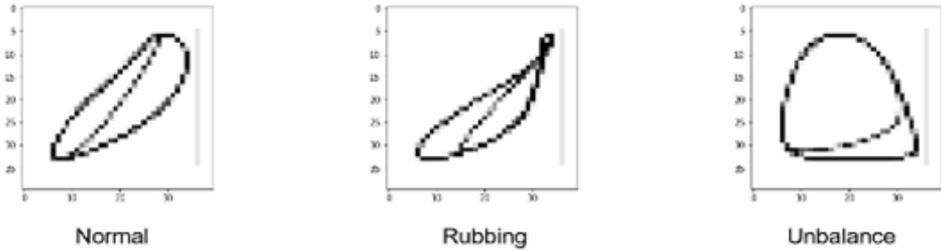


Fig. 6 Orbit pattern

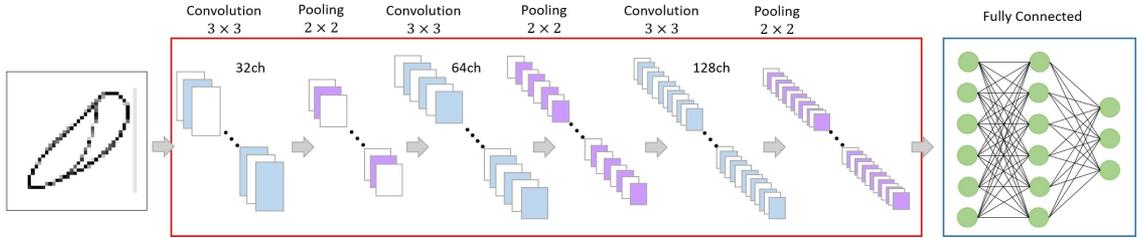


Fig. 7 CNN model structure

이 0에 가깝게 줄어들었다.

Fig. 5는 마지막 증상인 축 정렬 상태의 변화를 측정할 후 발생을 확인하였을 때의 결과이다. 여러 증상을 확인 하자 가능한 원인이 배관 변형 한가지로 줄어들었다.

이와 같이 규칙 기반 알고리즘과 육안 점검 결과를 활용하여 설비의 이상 원인을 알 수 있으며 여러 증상을 확인할수록 그 정확도를 높일 수 있다.

(2) 합성곱 신경망<sup>(3)</sup>

현재 진단하고자 하는 설비는 회전기로서 이를 진단하는 다양한 방법 중 가장 일반적인 방법은 진동 분석 방법이다. 회전체의 이상 발생시 그 결함 유형에 따라 진동 신호의 패턴이 다르기 때문에 이를 이용한 분석과 모드 분석법<sup>(4)</sup> 또는 주파수 성분 분석법<sup>(5)</sup> 등의 다양한 진동 연구가 선행되어왔다. 이 논문에서는 합성곱 신경망을 이용하여 자동화하는 방법을 사용하였다.

1989년 안 르쿤 교수에 의해 처음 소개된 합성곱 신경망은 이미지 분석 및 패턴 분석에 특화된 알고리즘으로 성능이 좋을 뿐만 아니라 현재 관련된 선행연구가 많이 진행되어 있어 시기 적절한 활용에 용이하다. 따라서 합성곱 신경망을 진단에 활용하기 위하여 시계열 신호인 진동 신호의 이미지화 하는 전처리 작업이 필요하다. 진동 신호를 이미지화 하는 방법은 대표적으로 단시간 푸리에 변환(STFT, short time

Furrier transform), 웨이블릿 변환(wavelet transform)<sup>(6)</sup>, 그리고 웨도 이미지를 활용한 방법<sup>(7)</sup>이 있다. 통신상의 문제로 원본 데이터를 전송하지 못하기 때문에 단시간 푸리에 변환 및 웨이블릿 변환은 적용이 어려웠고 따라서 웨도 이미지를 이용한 패턴 분석 및 분류를 진행하였다.

회전체의 회전 축에 수직한 두 축의 변위의 웨도 이미지를 활용한 웨도 분석도 대표적인 진동 분석의 일종이다. 하지만 웨도 형상과 크기의 다양성, 복잡성으로 인해 웨도 분석을 통한 이상 진단은 주로 전문가의 경험에 의지하는 경우가 많다<sup>(8)</sup>. 따라서 웨도 패턴을 머신러닝 또는 딥러닝으로 분석하여 이를 자동화하는 것은 비용 절감 및 시간 절약의 효과가 있다.

이 논문에서 합성곱 신경망을 적용하여 분류를 진행한 패턴은 정상(normal), 마찰(rubbing), 불균형(unbalance)의 3가지이다. Fig. 6에서 각 양상 별 웨도 이미지의 패턴을 확인할 수 있다. 이 논문에서 사용한 합성곱 신경망 모델은 Fig. 7과 같다.

합성곱 신경망의 학습 및 검증을 진행한 데이터는 RK4 데이터를 활용하였으며, 이를 7:3의 비율로 학습 전에 나누어 70%를 학습에 사용하고 학습에 사용하지 않은 30%의 데이터를 검증에 사용하였다. 또한, RK4로 측정되지 않은 추가적 검증으로 외부의 마찰 데이터(KEPRI 제공)를 사용하였고 이를 마찰로 진단하였다.

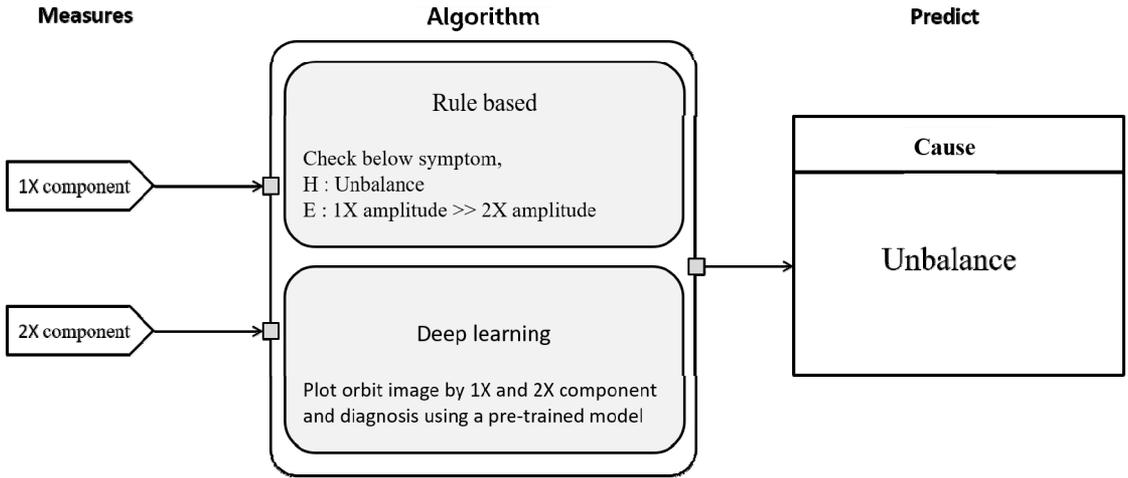


Fig. 8 Ensemble example

### 2.2 장단점 및 융합 가능성

규칙 기반 알고리즘들은 전문가의 경험을 기반으로 규칙 표를 작성하여 이 규칙 표에 따라 설비의 상태를 진단한다. 따라서 규칙 기반 알고리즘들은 결과의 근거가 규칙 표에 있으며 이는 전문가의 진단 및 의견과 비슷한 결과를 낼 수 있다. 이는 자동화 알고리즘을 실제의 시스템에 적용할 때 매우 중요한 부분이다.

또한 규칙 기반 알고리즘들은 매우 직관적인 결과를 보여줄 뿐만 아니라 간단한 체크리스트만 확인하면 해당 증상에 따른 원인을 찾을 수 있기 때문에 비전문가도 쉽게 사용할 수 있다는 장점이 있다. 이는 전문 인력 고용에 따른 인건비를 절감할 수 있는 효과가 있다.

하지만 규칙 표를 사람이 직접 작성하여야 하며 미처 고려하지 못한 원인 또는 증상이 존재할 시에는 이에 대한 대처가 불가능하다.

딥러닝 알고리즘들은 모든 특성 벡터 추출을 모델 스스로 진행하며 이 연구에서 사용한 합성곱 신경망 알고리즘들은 이미지를 분류하기 위한 필터를 스스로 학습하는 모델이다<sup>9)</sup>. 딥러닝 알고리즘에서 필터를 학습하는 과정은 규칙 기반 알고리즘에서 규칙 표를 작성하는 부분과 비슷하지만 사람이 직접 이를 작성할 필요가 없어 편리하다. 또한 사람이 미처 고려하지 못한 부분까지 합성곱 신경망의 비선형성을 통해 고려할 수 있다. 이는 결과의 정확도를 향상 시킬 수 있으며 실제로 합성곱 신경망을 통해 웨도 이미지를 분류를 수행 시 검증 데이터 분류 정확도 99% 이상으로 좋은 결과를 얻을 수 있었다.

하지만 딥러닝 알고리즘들은 특성 벡터 추출, 즉 필터를 학습하는 과정이 모델에 포함되어 있으며 이 과정에서 수많은 비선형성을 포함하기 때문에 딥러닝 모델의 학습과정에서의 판단 근거를 알기는 쉽지 않다. 즉, 딥러닝 모델을 이용하여 결론을 얻을 수는 있지만 그 근거는 얻기 어렵다. 이러한 블랙박스문제는 딥러닝의 높은 정확도와 낮은 비용, 그리고 높은 효율성에도 산업에서 딥러닝만을 이용하여 설비 진단을 하는 것을 지양하게 하는 원인으로 딥러닝의 블랙박스 문제를 해결하기 위한 시도가 다양한 분야에서 시도되어 왔다<sup>10)</sup>.

이 논문에서는 블랙박스 문제를 해결하기 위하여 앞서 소개한 규칙 기반 알고리즘과 합성곱 신경망을 동시에 사용하여 두 알고리즘의 단점을 서로 보완하며 정확도와 신뢰도를 모두 높일 수 있는 모델을 제시한다.

Fig. 8과 같이 앙상블 모델을 활용할 수 있다. 불균형 문제가 발생시 주파수 1X 성분이 2X성분에 비해 매우 크게 측정되는 특성이 있다. 이 경우 규칙 기반 알고리즘에서 1X와 2X 성분에 대한 내용을 입력하여 불균형이라는 결론을 얻고 합성곱 신경망의 진단 결과로 불균형이라는 결론을 얻어 이를 불균형의 문제라고 최종 진단할 수 있다.

### 3. 결 론

규칙기반 알고리즘들은 전문가의 의견을 기반으로 하여 신뢰도는 높다는 장점이 있지만 전문가가 직접

규칙 표를 작성하여야 하며 규칙 표에 표기되지 않은 내용에 대해서는 고려할 수 없는 단점이 있다. 그리고 딥러닝 알고리즘은 전문가가 직접 패턴 특성 분석 등의 작업을 하지 않아도 되며 선행 연구에 없는 특성도 모델이 직접 찾아내어 이를 반영하기 때문에 정확도가 높다. 하지만 블랙박스 모델이라는 단점도 존재한다. 따라서 이를 동시에 활용하면 상호보완의 효과가 있어 신뢰도 및 정확도, 편의성을 모두 얻을 수 있다. 이 연구를 통하여 저비용의 딥러닝 기반 강건한 보조기기 진단을 할 수 있다. 다만 두 알고리즘이 추정하는 원인의 종류가 다르기 때문에 이들 알고리즘을 함께 사용하기 위해서 이를 보정하기 위한 연구가 필요하다. 따라서 추후 연구할 내용은 비슷한 증상에서 야기되는 원인들을 범주화하고 물리적 관계 및 데이터간의 상관관계를 분석하여 표현을 통일하는 작업이 필요하다. 또한 원인들간의 상관관계를 파악하여 표현을 수정하는 연구가 추가적으로 필요하다.

## 후 기

이 연구는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2020R1A2C1009744), 2019년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(N0008691, 2019년 산업전문인력역량강화사업), 2019년도 정보통신기획평가원의 지원을 받아 수행된 연구임(2019-0-01589, 글로벌 핵심인재 양성 지원 사업), 2019년도 한국전력연구원의 지원을 받아 수행된 연구임(Intelligent Digital Power Plant 구축).

## References

(1) Dietterich, T. G., 2000, Ensemble Methods in Machine Learning, Proceedings of the MCS 2000: International Workshop on Multiple Classifier Systems, Cagliari, Italy, pp. 1~15.  
 (2) Jaffer, A. and Gupta, S., 1971, Recursive Bayesian Estimation with Uncertain Observation, IEEE Transactions on Information Theory, Vol. 17, No. 5, pp. 614~616.  
 (3) LeCun, Y., Boser, B., Denker, J. S., Henderson, D.,

Howard, R. E., Hubbard, W. and Jackel, L. D., 1989, Backpropagation Applied to Handwritten Zip Code Recognition. *Neural Computation*, Vol. 1, No. 4, pp. 541~551.  
 (4) Gao, Q., Duan, C., Fan, H. and Meng, Q., 2008, Rotating Machine Fault Diagnosis Using Empirical Mode Decomposition. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 22, No. 5, pp. 1072~1081.  
 (5) Peng, Z., Chu, F. and He, Y., 2002, Vibration Signal Analysis and Feature Extraction Based on Reassigned Wavelet Scalogram. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 253, No. 5, pp. 1087~1100.  
 (6) Liao, Y., Zeng, X. and Li, W., 2017, Wavelet Transform Based Convolutional Neural Network for Gearbox Fault Classification, Proceedings of the 2017 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Harbin), pp. 1~6.  
 (7) Bachschmid, N., Pennacchi, P. and Vania, A., Diagnostic Significance of Orbit Shape Analysis and Its Application to Improve Machine Fault Detection, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. Vol. 26, No. 2, pp. 200~208.  
 (8) Lee, S. C., Jeong, H. D., Min, H. C., Koo, J. R. and Bae, Y. C., 2015, Rotating Machinery Diagnosis based on Machine Learning of Orbit Image Pattern, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 370~371.  
 (9) Lauer, F., Suen, C. Y. and Bloch, G., 2007, Rejection Measurement Based on Linear Discriminant Analysis for Document Recognition, *Pattern Recognition*, Volume 40, Issue 6, pp. 1816~1824.  
 (10) Guidotti, R., Monreale, A., Ruggieri, S., Turini, F., Giannotti, F. and Pedreschi, D., 2018, A Survey of Methods for Explaining Black Box Models, *ACM Computing Survey*, Vol. 51, No. 5, pp. 93:1~93:42.



**Namjeong Lee** received a B.S. degree from Ulsan National Institute of Science and Technology in 2018. She is a graduate student at industrial AI Lab. at Pohang University of Science and Technology. She is interested in machine health diagnosis.



**Iljoo Jeong** received a B.S. degree from Ajou University in 2016. He is at industrial AI Lab. at Pohang University of Science and Technology. He is interested in machine health management and smart manufacturing via artificial intelligence.



**Seungchul Lee** received a B.S. degree from Seoul National University in 2001. He then received his M.S. and Ph.D. degrees from the University of Michigan, Ann Arbor, USA, in 2008, and 2010, respectively. He is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pohang University of Science and Technology in Pohang, South Korea, since 2018. His research interests include industrial artificial intelligence with mechanical systems, deep learning for machine healthcare, and the IoT-based smart manufacturing.

# 정비 자료 디지털 변환을 위한 영상 인식 알고리즘 : CNN and FCN

## Image Recognition Algorithm for Maintenance Data Digitization : CNN and FCN

이 강 산\* · 나 주 원\* · 손 종 덕\*\* · 손 석 만\*\* · 이 승 철†

Kangsan Lee\*, Juwon Na\*, Jongduk Sohn\*\*, Sukman Sohn\*\* and Seungchul Lee†

(Received January 31, 2020 ; Revised February 19, 2020 ; Accepted March 19, 2020)

**Key Words** : Tabular Maintenance Data(정비 자료표), Digitization(디지털화), CNN(합성곱 신경망), FCN(완전 연결망)

### ABSTRACT

Tabulated data has been widely used to facilitate systematic and intuitive management. In particular, tabular images that contain a few simple symbols are useful for maintaining mechanical systems. Several companies have accumulated tabular images as their property. Although these images are valuable as they can be used to solve difficult problems using data-based methods, such as deep learning, they still remain unavailable because it is expensive to digitize them. For these reasons, we propose a model comprised of a convolutional neural network (CNN) and fully convolutional network (FCN) to digitize tabular images. We used some ResNet components as they are well-suited to the characteristics of tabular image data. A training set for each model was constructed by writing symbols in blank tables and then augmenting them. As a result, the trained CNN and FCN models exhibited 99.2 % and 97.7 % accuracy in 4.75 s and 0.132 s of inference time, respectively.

### 1. 서 론

표 이미지는 직관적인 데이터 관리를 제공하기 때문에 다양한 시설이나 기관에서 시설물 상태 점검 및 기록 등의 다양한 목적을 위해 사용하고 있다. 특히 기계 시스템의 정비 자료는 단순한 기호를 포함한 표로 나타낼 수 있는 경우가 많아 표 형식의 데이터를 유용하게 사용할 수 있다. 이렇게 축적된 데이터는

새로운 문제 해결 방법을 제시하기도 하며 이를 이용한 연구나 데이터 추적 자체를 위한 연구도 이루어지고 있다<sup>(1)</sup>. 과거로부터 누적된 표 데이터는 데이터 기반의 인공지능 모델 학습에 유용하게 사용될 수 있음에도 불구하고 전산화의 어려움 때문에 이용되지 못하고 있다. 표 이미지는 Fig. 1에 나타낸 것 같이 수백 혹은 수천개의 기호 데이터를 포함하기 때문에 수동으로 전산화하기에는 시간과 비용이 과하게 요구되어 자동으로 표 이미지를 인식하여 데이터를 전산화

† Corresponding Author; member, POSTECH  
E-mail : seunglee@postech.ac.kr

\* POSTECH, Student

\*\* KEPRI, Researcher

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

하는 시스템의 개발이 필요하다.

이 논문에서 실험에 사용한 데이터는 발전기에서 회전자의 부품을 고정하고 간격을 조절하는 발전기 웨지의 다음검사표 데이터를 사용하였다. 발전기 웨지의 상태를 점검하기 위해 웨지를 두드려 나는 소리를 숙련된 기술자가 듣고 판단하여 상태를 점검하는데, 발전기 웨지의 배치가 원통 표면을 따라 격자형으로 배치되기 때문에 표를 이용하여 기록하면 인접한 위치의 웨지가 표에서도 인접하여 웨지 상태의 분포를 파악하기 쉽고 또한 판단한 상태를 간단한 기호로 구분할 수 있다는 이점이 있다. 이렇게 축적된 데이터를 전산화하고자 하였다.

표 이미지 자동 전산화는 이미지에서 각 칸에 해당하는 영역을 구분하는 것과 각 칸이 보유한 기호가 무엇인지 인식하는 과정으로 크게 나눌 수 있다. 각 기호가 똑같은 형태를 갖는 인쇄된 표 데이터의 경우에는 유사도 기반의 컴퓨터 비전 방법이나 머신러닝 기법들 혹은 조건문 몇 개로 각 기호를 인식할 수 있지만 다른 기호끼리 형태가 매우 유사하거나 기호가 수기로 작성되어 같은 기호임에도 각각의 형태가 다를 경우에는 판별 시스템의 구축도 어려울뿐더러 오차도 증가하게 된다. 따라서 이 논문에서는 현재 이미지 분류에서 가장 높은 성능을 보이는 convolutional neural network (CNN)를 이용하여 위의 어려움을 극복하는 모델을 개발하고자 하였다. CNN 알고리즘의 state-of-the-art 기술 중 하나인 Noisy Student (Qizhe Xie, 2019)는 ImageNet<sup>(2)</sup>에 대한 Top-5 정확도가 98.2 %로 이미 사람보다 높은 분류율을 보이는 CNN의 성능을 다시 검증하였다<sup>(3)</sup>.

좋은 검출 성능을 위해선 데이터 특성에 따라 딥러닝 모델의 구조를 다르게 설계하는 것이 바람직하다. Fig. 1과 같은 수기 작성 표 이미지의 경우에는 각 기호가 갖는 비선형성이 강하기 때문에 딥러닝 모델의 층이 깊어야 한다. 보통의 CNN 구조에서는 층을 지나면서 이미지의 크기를 줄이는 pooling 레이어를 사용하기 때문에 망의 깊이를 깊게 하려면 입력 이미지의 크기가 커야 하는데, 표 이미지 한 칸의 크기를 증가시키면 전체 이미지 크기도 같은 비율로 증가하여 시스템에 필요한 데이터 저장 공간과 소요 연산량 및 스캔 시간이 크게 증가하게 된다. 따라서 pooling 레이어를 사용하지 않으면서 깊은 망의 구조에서 학습 성능이 좋다고 알려진 residual network<sup>(4)</sup> 구조를 사

용하였다.

문서 이미지에서 표의 위치를 찾는 table detection과 표의 구조를 인식하는 table structure recognition, 또는 표의 내용까지 인식하는 table recognition을 위한 많은 연구가 있었다. 대부분의 연구는 기호가 아닌 문자를 포함한 표를 대상으로 한다. Gatos, G. et al.(2004)는 문서 이미지에서 가로선과 세로선을 찾고 교차점이 가질 수 있는 경우의 수를 고려하여 문서 이미지에서 표의 위치와 구조를 찾도록 하였다<sup>(5)</sup>. 서원교(2013)는 표가 회전하거나 기울어져 있거나 조명 상태가 좋지 않은 경우에도 표를 검출할 수 있는 기법을 제안하고 표가 열려있는 상태에서도 대응하도록 하였다<sup>(6)</sup>. 김지웅 등(2016)은 수평 및 수직 히스토그램을 이용하여 경계선을 찾고 이를 기반으로 각 셀 영역의 위치를 찾고 표 외부의 표 관련 텍스트박스를 검출하였다<sup>(7)</sup>. Sheikh, F. R. et al.(2017)는 UNLV와 UW3 등의 표 이미지 데이터셋을 이용하여 문서 이미지에서 표와 표가 아닌 부분을 분리하고 표의 구조를 검출하는 뉴럴 네트워크 모델을 학습하고 적절한 후처리를 거쳐 정확도를 높였다<sup>(8)</sup>. Paliwal, S. et al.(2019)은 VGG-19의 학습된 파라미터를 이용하여 문서에서 표의 위치와 구조를 검출하는 TableNet을 제안하였다<sup>(9)</sup>. Zhong, X. et al.(2019)는 CNN을 이용하여 표 이미지에서 시각적 특징을 찾는 인코더와 표의 구조와 내용을 각각의 디코더로 인식하여 HTML 코드로 변환하는 encoder-dual-decoder 구조를 제안하였다<sup>(10)</sup>.

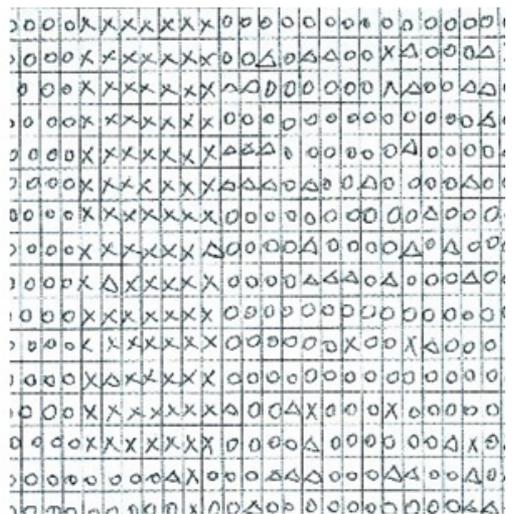


Fig. 1 Bearing wedge maintenance table data

## 2. 실험 설계

### 2.1 두 가지 접근 방식: CNN and FCN

문서 이미지에서 표 데이터 영역의 위치와 크기를 알고 있다면 선형 변환과 행과 열의 개수 정보를 이용한 균등분할을 통해 하나의 기호를 포함하는 각 칸의 영역을 추출할 수 있다. 이 경우에는 이미지 전체를 분류하는 CNN 모델의 특성을 이용하여 해당 칸이 무슨 기호를 포함하는지 쉽게 검출할 수 있고 높은 정확도를 기대할 수 있다. 하지만 표의 구조 정보가 없는 경우에는 행과 열의 정보를 이미지에서 검출해야 하는데 기존 연구에 의하면 이는 별도의 연산량 및 처리 시간을 요구한다. 이를 피하기 위해 표의 구조 정보가 없는 경우에는 각 칸의 영역을 따로 검출하지 않고 표 이미지 전체를 입력으로 받아 픽셀 단위로 해당 픽셀이 어느 기호에 속하는지 혹은 기타 경계선 혹은 제목 등의 영역에 해당하는지 분류하는 semantic segmentation 방법 중 대표적 모델인 fully convolutional network (FCN)<sup>(11)</sup>를 이용하였다. 이 경우에는 병렬 연산을 사용하는 최근 딥러닝 라이브러리의 병렬화 효율을 감소시키는 반복문의 사용도 없애므로써 학습 및 추론 시간을 크게 단축할 수 있었다.

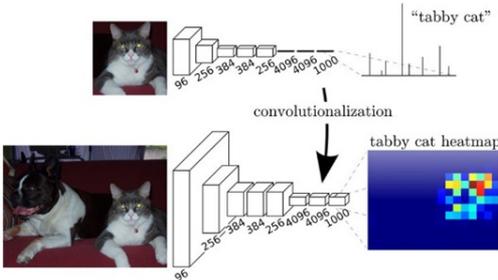


Fig. 2 FCN structure and convolutionalization

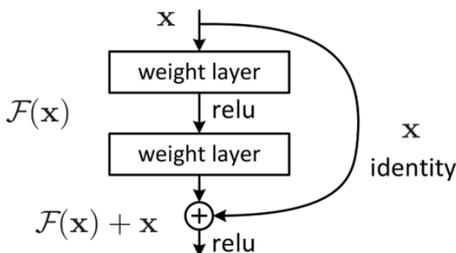


Fig. 3 Shortcut connection

### 2.2 Fully convolutional network<sup>(11)</sup>

CNN은 데이터 분류를 위한 인공지능 모델인 Artificial Neural Network에서 일부 연산을 convolution 연산으로 대체하여 이미지에서 중요한 정보인 공간 정보를 유지하고 분류 정확도를 크게 향상시킨 네트워크이다. 일반적인 CNN의 마지막 단에는 완전연결 계층을 이용하여 데이터를 분류하는데, 높이와 너비의 공간적 정보를 갖고 있는 앞의 convolution 층들과 달리 완전연결 계층의 모든 노드는 서로 독립적인 일차원 벡터의 형태를 갖기 때문에 공간적 정보는 버려지게 된다. 이를 피하기 위해 완전연결 계층 대신 계속해서 convolution 연산을 사용하는 모델이 FCN이며 공간 정보를 유지하기 때문에 이미지를 픽셀별로 분류할 수 있게 된다. 이러한 기법을 semantic segmentation이라 하며 CNN 모델에서 FCN 모델로 변환하는 과정을 Fig. 2에 나타내었다<sup>(11)</sup>. FCN을 이용하면 하나의 이미지 내에 분류 대상이 되는 객체가 여러 개 존재할 때 각 객체가 차지하는 영역을 상세하게 검출할 수 있으며, 노드의 개수가 고정되는 완전연결 계층 대신에 convolution 연산에 사용되는 일차원 필터를 학습하는 convolution 층을 사용하므로 입력 이미지의 크기에 관계없이 학습 및 검출을 할 수 있게 된다.

### 2.3 Residual network<sup>(4)</sup>

FCN은 기존의 CNN 구조의 마지막 단만 바꾸는 것이기 때문에 앞쪽의 CNN 구조는 데이터 특성과 성능을 고려하여 결정하여야 한다. 표 이미지는 수백 혹은 수천 개의 기호를 포함하기 때문에 스캔 해상도나 연산 시간을 고려하면 한 칸의 크기를 작게 유지하는 것이 좋다. 또한 수기로 작성된 기호는 인쇄물에 비해 비선형성이 강하고 같은 기호라도 가질 수 있는 형태가 다양하기 때문에 층의 깊이가 깊어야 높은 인식 정확도를 얻을 수 있다. 따라서 기존의 CNN 구조에서 다운샘플링 목적으로 자주 사용되며 이미지의 크기를 점차 줄이는 pooling 레이어를 사용하지 않고, shortcut connection과 batch normalization을 특징으로 하는 residual network의 구조를 채택하였다. Shortcut connection<sup>(12)</sup>은 Fig. 3과<sup>(4)</sup> 같이 여러 층을 건너 데이터를 전달하며 아주 작은 기울기나 큰 기울기가 거둬 곱해지면서 학습이 되지 않는 기울기 소실 혹은 기울기 폭발 문제를 해결하기에 용이하다.

Batch normalization<sup>(13)</sup>은 마찬가지로 각 층에서의 데이터 분포가 학습에 적절한 분포로 수렴하도록 유도하는 요소이다.

### 3. 학습 데이터 준비

#### 3.1 데이터 설명

이 논문에서 수행한 실험의 분류 목표는 수기로 작성된 원형, 삼각형, 가위표, 공백의 네 종류 기호를 가지는 표 데이터이다. 인공지능 모델의 학습을 위해 각 기호를 가로 39개, 세로 49개의 칸을 갖는 표에 두 장씩 그려 각 기호마다 3822개씩 총 15 288개의 기호 데이터를 확보하였다. 확보한 데이터 중 일부를 Fig. 4에 나타내었다. 개발한 모델이 이미 존재하는 유용한 데이터베이스인 MNIST<sup>(14)</sup>의 수기 작성 숫자 데이터와 호환되도록 데이터 형식을 맞추어 칸 하나의 이미지 크기는 가로 28개 세로 28개 총 784개의 픽셀을 갖도록 하였고 픽셀 하나의 값은 흰색은 0.0으로, 검정색은 1.0으로 하여 그 사이의 값을 갖는 32 bit 부동소수점 회색조 이미지형식으로 설정하였다.

#### 3.2 데이터 증강

이 실험에서는 한정된 데이터를 이용하여 높은 정확도를 갖는 CNN 모델을 학습시키기 위해 앞에 설명한 수기로 제작된 데이터를 증강하여 사용하였다. 각 기호의 위치를 좌우로 조금씩 이동하여 만든 데이터도 같은 기호의 데이터이기 때문에 이를 학습 데이터에 추가하여 각

기호가 칸의 중앙에 정확하게 정렬되지 않은 실제의 검출 데이터에 대해서도 대응하도록 하여 검출 성능을 높이고자 하였다. 각 칸의 가로 혹은 세로 길이인 28픽셀을 기준으로 가로 0.2, 세로 0.3의 비율 이내에서 무작위로 이동하는 방법으로 원래 학습 데이터 개수의 2배의 데이터를 새로 생성하였다. 또한 실험에서 사용한 Fig. 4의 기호들(원형, 가위표, 삼각형, 공백)은 좌우로 반전하여도 같은 기호이기 때문에 좌우로 반전한 이미지 데이터도 학습 데이터에 추가하였다. 위의 과정을 거쳐 원래 15 288개의 학습 데이터를 6배로 증강하여 총 91 728개의 데이터를 학습 데이터로 사용하였다. 설명한 데이터 증강 과정을 Fig. 5에 나타내었다. FCN의 경우에는 학습 데이터로 한 칸의 이미지가 아닌 표 이미지가 필요하므로 수기로 제작된 데이터를 무작위로 복원추출하여 가로 3개, 세로 4개씩 재배치하여 가로 84 픽셀, 세로 112픽셀의 표 이미지를 만들어 학습 데이터로 사용하였다.

#### 3.3 FCN 데이터 라벨링

FCN은 픽셀 단위로 이미지의 클래스를 분류하기 때문에 모델을 학습시킬 라벨데이터로 학습 이미지와 가로와 세로의 크기가 같은 행렬 형태의 데이터가 필요하다. 실험에서는 Fig. 4의 4종류 기호에 표의 경계선 등의 기타 여백부분을 하나의 클래스로 묶어 총 5종류의 클래스를 사용하였다. CNN 기반의 알고리즘은 convolution 연산의 필터에 의해 특정 픽셀을 분류할 때 주변 픽셀까지 고려하여 분류하므로 데이터 라벨링 방법에 따라 학습한 모델의 검출 성능이 크게 달라질 수 있다. 비교할 두 가지의 라벨링 방법을 Fig. 6(a)와 (b)에 나타내었다. 회색조의 학습 이미지에 원형은 청색, 삼각형은 노란색, 가위표는

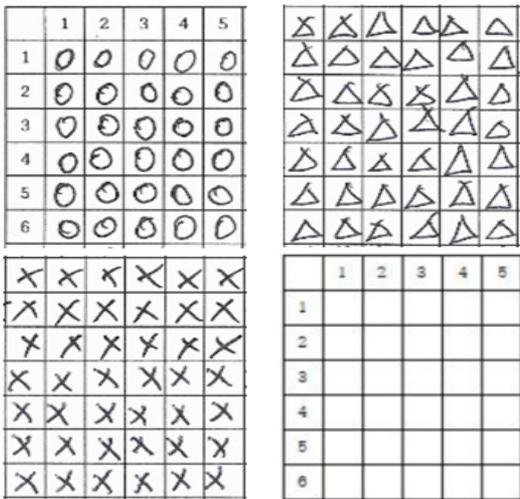


Fig. 4 Hand-written symbols of training set

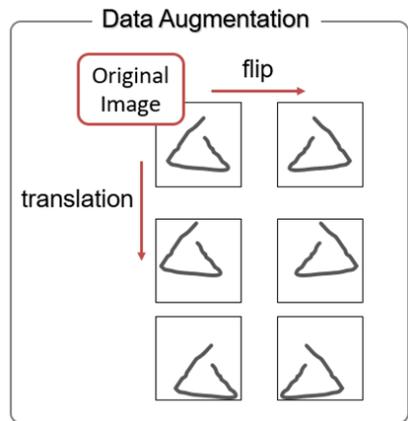


Fig. 5 Data augmentation using affine transform

적색, 공백은 녹색, 기타 여백 부분은 투명으로 생성한 라벨링 이미지를 겹쳐 보이게 하였다. Fig. 6(a)의 경우 색상을 가진 모든 픽셀의 주변 픽셀들도 기호가 그려진 영역에 해당하므로 분명하게 특정 기호로 분류될 수 있는 반면 Fig. 6(b)의 색상을 가진 픽셀의 가장자리 부분은 주변 픽셀이 기호를 포함하지 않은 여백에 해당할 수 있으며 이는 모든 기호에서 동일하기 때문에 딥러닝 모델에 혼돈을 줄 수 있다. 따라서 Fig. 6(a)의 라벨링 방법이 (b)의 라벨링 방법보다 좋은 검출 성능을 낼 것이라 예상할 수 있으며 학습 결과를 Fig. 6(c)와 (d)에 비교하여 나타내었다. (d)의 경우 원의 가장자리 부분에 다른 색으로 분류된 픽셀이 많은 것을 확인할 수 있으며 학습하지 않은 데이터에 대하여 정확도가 96.2%로 (c)의 정확도 98.8% 보다 낮은 것을 확인하였다.

### 4. 실험 및 결과

#### 4.1 CNN 및 FCN 구조 설계

실험에 사용한 CNN 모델의 구조는 Fig 7과 같다. 28×28의 32bit 부동소수점 회색조 이미지 데이터를 입력으로 받아 총 10개의 convolution 층과 완전연결 계층을 지나 4종류의 클래스 중 하나로 분류한다. 8개의 convolution 층은 8개의 residual block과 그 block 두 개를 지날 때 마다 데이터를 그대로 전달하여 더하는 skip connection으로 이루어져 있으며 각 block은 학습 안정화

를 위한 batch normalization 층과 비선형함수 rectified linear unit (ReLU) 층, 그리고 하나의 convolution 층을 포함하고 있다. CNN 구조 마지막 단의 완전연결 계층을 1×1 convolution 층으로 바꾸어 만든 FCN 모델의 구조를 Fig. 8에 나타내었다. 픽셀별 예측의 위치 정확도를 높이기 위해 각 residual block의 뒤에서 데이터를 가져와 transposed convolution 연산 앞에 더하는 up-sampling 과정을 추가하여 예측 행렬의 해상도를 높였다. FCN 모델은 입력 이미지 크기에 구애받지 않으므로 표 이미지 전체 혹은 일부를 임의로 잘라내어 입력으로 줄 수 있다.

#### 4.2 학습 결과

학습한 CNN 및 FCN 모델의 성능을 검증하기 위해 사용한 데이터는 Fig. 1과 같다. 발전기의 베어링 웨지 정비를 목적으로 수기로 작성된 점검표로 가로 33개, 세로 42개의 칸으로 이루어져 있고 각 칸은 원형, 삼각형, 가위표 중 하나를 포함하고 있다. 해당 데이터에 대한 검출 성능을 Table 1에 나타내었다. CNN 모델의 성능 확인을 위해 표 이미지에서 각 칸의 영역을 추출한 이미지 데이터를 순차적으로 검출한 결과, CNN 모델의 연산 시간만을 고려하였을 때 추론 시간 4.75초에 99.2%의 예측 정확도를 보였고, FCN 모델의 성능 확인을 위해서 다양한 크기의 이미지를 입력으로 받을 수 있는 FCN의 특성을 이용하여 표 전체를 하나의 이미지로 입력하여 한꺼번에 검출한 결과 추론 시간 0.132초에 97.7%의 예측 정확도를 보였다.

CNN 모델은 학습 데이터와 실험 데이터가 같은 크기와 형태를 갖기 때문에 FCN 모델보다 정확도가 높은 반면 FCN 모델은 병렬 처리에서 병목현상을 일으키는 각 칸을 순차적으로 검출하는 과정을 없앴으로써 CNN 모델보다 검출 시간이 짧은 것을 확인할 수 있다. FCN 네트

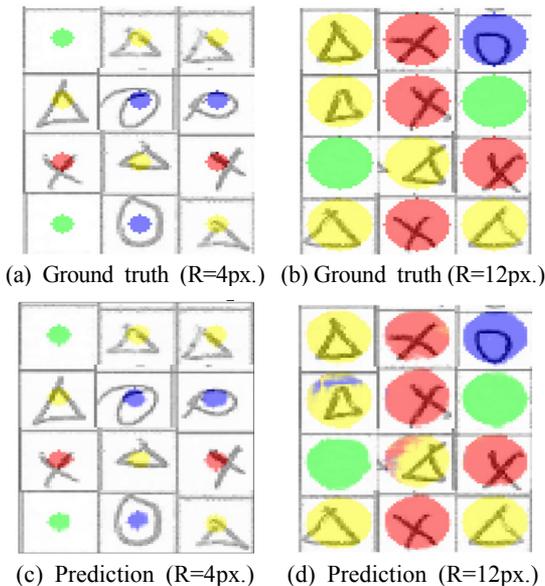


Fig. 6 Effect of labeling area on prediction

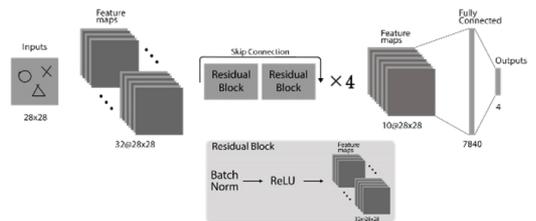


Fig. 7 CNN structure for cell content recognition

Table 1 Performance of trained CNN and FCN

	Time	Accuracy
CNN	4.75 s	99.2 %
FCN	0.132 s	97.7 %

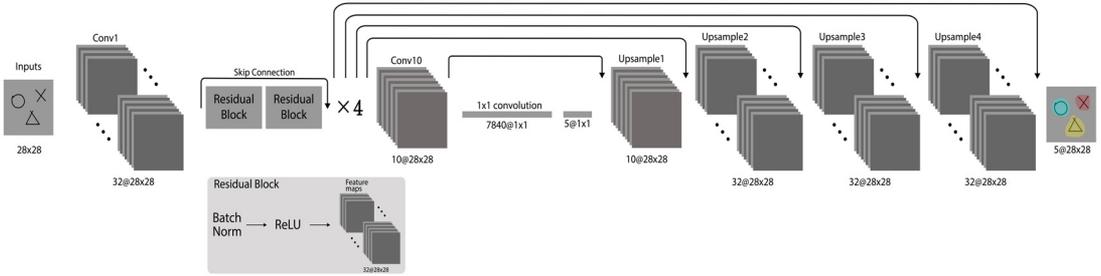


Fig. 8 FCN structure for table recognition

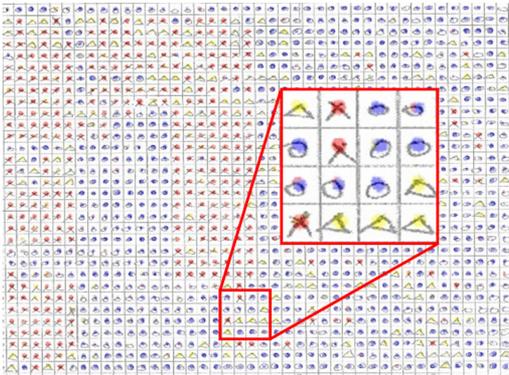


Fig. 9 Label image superimposed onto input image



Fig. 10 Examples of misclassified cases

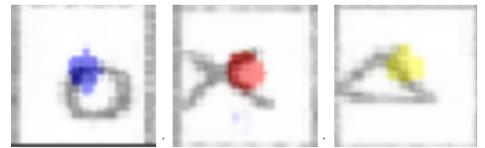


Fig. 11 Data augmentation improving performance

워크의 예측 결과로 나온 라벨 행렬을 컬러 이미지로 시각화하여 Fig. 9에 나타내었다. 확대한 부분을 보면 칸의 중심부분보다 가장자리에서 오분류율이 높은 것을 볼 수 있다. 각 칸의 기호는 해당 칸 영역에서 가장 많이 분류된 기호로 판정하였다.

학습한 FCN 모델이 잘못 예측한 기호의 예시를 Fig. 10에 나타내었다. 각 픽셀별로 빨간색은 가위표, 노란색은 삼각형으로 분류되었음을 의미한다. 기호가 칸의 구석에 위치해 증강한 데이터의 범위에서 벗어나 있거나 필기를 바르지 못하게 하여 학습한 다른 기호와 유사하게 보이는 경우 오분류되는 것을 확인하였다. 다음으로 데이터 증강이 분류율 향상에 도움을 준 것으로 보이는 경우를 Fig. 11에 나타내었다. 오분류되는 기호에서 유사한 형상이 반복적으로 나타날 경우에는 이를 학습 데이터에 포함시키면 추론 성능이 향상될 것으로 보인다.

5. 결 론

이 논문에서는 표 이미지 형식으로 저장된 정비 자료

데이터를 전산화하는 방법을 CNN과 FCN 두 가지 방법으로 소개하였다. 수기로 작성한 학습 데이터를 이용하여 실제 베어링 웨지 정비 검사표로 시험한 결과 CNN 모델은 추론 시간 4.75초에 99.2%의 정확도를 보였고 FCN 모델은 추론 시간 0.132초에 97.7%의 정확도를 보였다. 두 가지 모델을 상황에 맞게 이용하면 축적된 표 이미지 데이터를 전산화하여 데이터 기반의 인공지능 분야 등에서 유용하게 사용할 수 있을 것이라 기대한다.

후 기

이 연구는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2020R1A2C1009744), 2019년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(N0008691, 2019년 산업전문인력역량 강화사업), 2019년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원에 의한 연구임(No. 10067766).

## References

- (1) Son, D. H., Park, Y. J., Park, Y. S. and Jang, S. J., 2014, Building Korean Head-related Transfer Function Database, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 4, pp. 282~288.
- (2) Deng, J., Dong, W., Socher, R., Li, L. J., Li, K. and Fei-Fei, L., 2009, ImageNet: A Large-scale Hierarchical Image Database, Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, pp. 248~255.
- (3) Xie, Q., Hovy, E., Luong, M. T. and Le, Q. V., 2019, Self-training with Noisy Student Improves ImageNet Classification, <http://arxiv.org/abs/1911.04252>.
- (4) 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.
- (5) Gatos, B., Danatsas, D., Pratikakis, I. and Perantonis, S. J., 2005, Automatic Table Detection in Document Images, Proceedings of the Third International Conference on Advances in Pattern Recognition, Part I, pp. 609~618.
- (6) Seo, W. K., Koo, H. I., Lee, D. H., Kim, S. H. and Cho, N. I., 2013, Table Recognition Algorithm for Camera-Captured Document Images Based on Junction Detection and Labeling, Proceedings of the Korean Society of Broadcast Engineers Conference, pp. 263~266.
- (7) Kim, J. W., Yi, K. and Kim, K. M., 2016, Table Structure Recognition in Images for Newspaper Reader Application for the Blind, Journal of Korea Multimedia Society, Vol. 19, No. 11, pp. 1837~1851.
- (8) Rashid, S. F., Akmal, A. Adnan, M., Aslam, A. A. and Dengel, A., 2017, Table Recognition in Heterogeneous Documents Using Machine Learning, Proceedings of the 14th IAPR International Conference on Document Analysis and Recognition, pp. 777~782.
- (9) Paliwal, S. S., Vishwanath, D., Rahul, R., Sharma, M. and Vig, L., 2019, TableNet: Deep Learning Model for End-to-end Table Detection and Tabular Data Extraction from Scanned Document Images, Proceedings of the International Conference on Document Analysis and Recognition, pp. 128~133.
- (10) Zhong, X., ShafieiBavani, E. and Yepes, A. J., 2019, Image-based Table Recognition: Data, Model, and

Evaluation, <http://arxiv.org/abs/1911.10683>.

(11) Long, J., Shelhamer, E. and Darrell, T., 2015, Fully Convolutional Networks for Semantic Segmentation, Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, pp. 3431~3440.

(12) Bishop, C. M., 1995, Neural Networks for Pattern Recognition. Oxford University Press, New York.

(13) Ioffe, S. and Szegedy, C., 2015, Batch Normalization: Accelerating Deep Network Training by Reducing Internal Covariate Shift, <http://arxiv.org/abs/1502.03167>.

(14) 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.



**Kangsan Lee** received a B.S. degree of M.E. from Soongsil University in 2019. He is now a graduate student at industrial AI Lab. of Pohang University of Science and Technology.



**Juwon Na** received a B.S. degree of M.E. from Soongsil University in 2019. He is now a graduate student at industrial AI Lab. of Pohang University of Science and Technology.



**Seungchul Lee** received a B.S. degree from Seoul National University in 2001. He then received his M.S. and Ph.D. degrees from the University of Michigan, Ann Arbor, USA, in 2008, and 2010, respectively. He was an assistant professor with the Ulsan National Institute of Science and Technology, South Korea. He is currently an assistant professor at the department of mechanical engineering at Pohang University of Science and Technology in Pohang, South Korea, since 2018. His research interests include industrial artificial intelligence with mechanical systems, deep learning for machine healthcare, and the IoT-based smart manufacturing.

# 진동 환경에서 감시장치 적외선 가시광 경통 간 변위 간섭 유무의 해석적 확인

## Analytically Confirm Displacement Interference in the Barrel of the Reconnaissance Equipment under Vibration

송 아 영<sup>†</sup> · 권 병 오<sup>\*</sup> · 한 대 희<sup>\*</sup> · 정 현 수<sup>\*</sup> · 정 혜 진<sup>\*</sup> · 임 성 환<sup>\*</sup>  
Ah-Young Song<sup>†</sup>, Byung-Oh Kwon<sup>\*</sup>, Dae-Hee Han<sup>\*</sup>, Hyun-Su Jung<sup>\*</sup>, Hye-Jin Jung<sup>\*</sup>  
and Sung-Hwan Yim<sup>\*</sup>

(Received January 31, 2020 ; Revised February 11, 2020 ; Accepted March 4, 2020)

**Key Words :** Displacement Interference(변위간섭), Structural Analysis(구조해석), Vibration(진동), Reconnaissance Equipment(정찰장비), Power Spectral Density(파워 스펙트럼 밀도), Phase Difference(위상차)

### ABSTRACT

The displacement characteristics of infrared and visible light camera barrels in military reconnaissance equipment are analyzed. It is difficult to perform the test with a measurement acceleration sensor because of the structural characteristics of the barrel. It is also challenging to secure the stability of the barrel only by analysis. Therefore, the test is conducted in a structure without a barrel. After the test, the vibration analysis is performed, and the results of the test and analysis are compared and analyzed. When the comparative analysis is completed, vibration analysis is performed by modeling the barrel on the test model. Through the results, the displacement characteristics of the barrels are analyzed to confirm the structural stability of the product.

### 기 호 설 명

∅ : 위상(phase)

- $A$  : 진폭(amplitude)
- $m$  : 질량(mass)
- $k$  : 강성(stiffness)
- $t$  : 시간(time)
- $x$  : 변위(displacement)
- $v$  : 속도(velocity)
- $a$  : 가속도(acceleration)
- $\theta$  : 위상각(phase angle)
- $\omega$  : 각속도(angular velocity)
- $\omega_n$  : 고유진동수(angular natural frequency)

### 1. 서 론

군사용 시스템을 탑재한 감시장비는 유도탄 앞단에 장착되는 장비의 특성상 멀리 있는 표적을 식별해야 한다. 또한, 최근에는 많은 유도탄들이 다양한 플랫폼에 장착되기 때문에 소형 경량화 된 감시장비 개발도 많이 이루어지고 있다. 소형화된 유도탄 내부는 한정된 공간 안에서 여러 센서들이 장착되어야 한다. 그중 영상센서들의 경우 유도탄 내부에 장착될 때 서로 인

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, LIG Nex1, Principal Researcher  
E-mail : ahyoung.song@lignex1.com

<sup>\*</sup> LIG Nex1, Researcher

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

접한 위치에 설계되는 경우들이 발생한다. 이는 센서들의 위치가 인접해 있을수록 표적을 지향할 때 유사한 시야각(field of view, FOV)를 갖기에 Fig. 1과 같이 표적에 대한 시선 오차율이 줄어든다. 하지만 유도탄에 장착되는 감시장비는 첨두(尖頭 : 유도탄 가장 앞단부) 부분에 위치하기 때문에 유도탄이 비행하면서 받는 공력 등의 외란에 취약할 수밖에 없다. 특히나 영상센서를 탑재한 유도탄의 경우 내부에 광학 구성품으로 설계되어 있기 때문에 구조 강성을 확보하지 못할 경우 제품에 손상을 줄 뿐만 아니라 유도탄 전체 성능에 영향을 줄 수 있다. 따라서 절대변위에 민감한 센서들의 생존을 위해 외란이 들어오는 구조에서 영상센서 간의 변위간섭을 검토해야 한다.

변위검토를 위해서는 일반적으로 유한요소 해석과 진동시험을 진행하여 결과값을 비교 검토하여 제품의 구조건전성을 확보하는 설계를 진행한다. 하지만 시험검토에 불리한 구조를 가진 감시장비의 경우 시험 진행이 불가능하거나 간이적인 시험으로 이루어

질 때가 많다. 이에 이 연구에서는 Fig. 2와 같이 시험에 취약한 구조를 가진 광학센서를 이용하여 구조건전성을 검토하였다. 적외선, 가시광센서가 장착되는 짐벌(gimbal) 모듈에 두 개의 광학센서를 먼저 제거하고 일부 모듈만을 장착한 짐벌모듈로 진동시험을 진행하였다. 시험을 진행한 동일모듈을 유한요소 해석으로 구현하여 시험과 해석 결과값을 비교 분석하여 해석모듈모형을 완성하였다<sup>(1)</sup>. 해석모듈모형이 완성되면 광학센서인 적외선과 가시광센서 모듈의 모델링을 추가하여 시험모듈모형을 생성한다. 이후 유한요소 해석을 수행하여 적외선, 가시광 경통 간의 간섭 유무를 시험모듈 모형을 통해서 확인하여 렌즈로 구성된 광학장비의 구조적인 안정성을 평가하여 그 결과를 제시하였다.

## 2. 측정이 가능한 구조체의 진동시험

### 2.1 진동시험 준비 및 구성

진동시험을 위해 광학센서가 장착되는 2축에 짐벌 중 내부짐벌만을 제작하였다. 진동시험의 주된 목적은 외란이 발생하는 상황에서 짐벌의 내측에 장착되어 있는 로터리형 필터의 정상작동 유무에 관한 시험이다<sup>(2)</sup>. 내부짐벌에 인가되는 가진의 경우 Fig. 3과 같이 MIL-STD-810G의 내구진동의 규격으로 각축당 5.34 Grms로 진동한다<sup>(3)</sup>. 또한, 해당 가진은 적외선, 가시광 경통 해석에서 사용될 가진과 동일한 프로파일이다. 내부짐벌에 가진을 인가 할 때 실제 짐벌이 장착되는 구조와 유사하게 구현하기 위해 짐벌의 축을 고정하는 구조로 시험치구를 Fig. 4와 같이

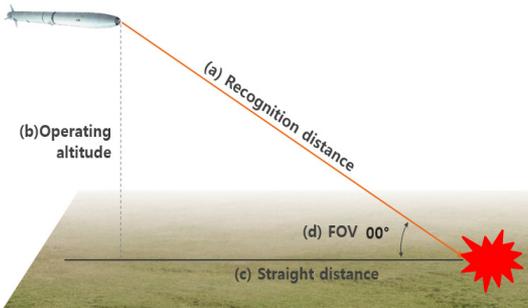


Fig. 1 Field of view

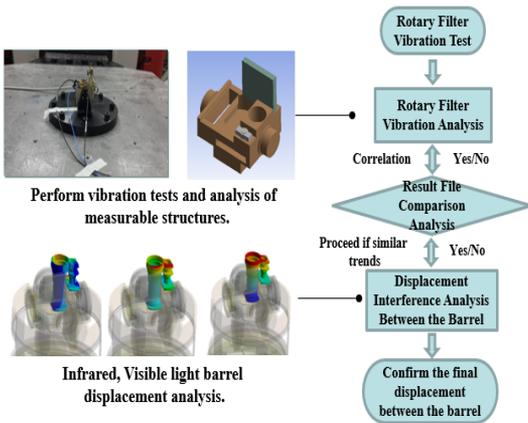


Fig. 2 Flowchart for creating a test module model

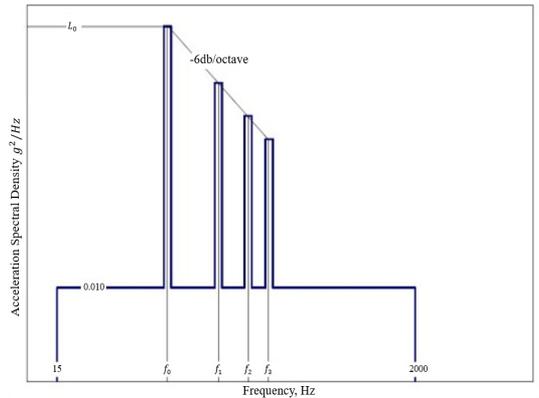


Fig. 3 Vibration testing input file; MIL-STD-810G profile

설계했으며, 데이터 계측을 위해서 가속도 센서는 총 4곳에 부착하였다. 1번 가속도 센서는 진동시험치구 베이스, 2번의 가속도 센서는 짐발 내부에 장착되는 자이로 센서 위치, 3번 가속도 센서 짐발내부에 구동하는 로터리형 필터의 제어보드 하우징, 4번 가속도 센서 내부짐벌 프레임에 부착하였다. 가속도센서의 자세한 위치는 Fig. 4를 통해서 확인할 수 있다. 4개의 센서들 중 2번의 가속도 센서의 위치가 계측하고자 하는 광학 센서들(적외선, 가시광센서)의 위치와 가장 유사하여 비교분석 데이터로 이용하였다.

### 2.2 진동시험 결과

각 축별로 계측한 데이터는 Fig. 5 ~ Fig. 7과 같다. 3축의 데이터를 모두 비교분석 하기보다 유도탄이 받는 가장 취약한 축을 고려하여 비교 분석한다. 유도탄이 받는 가장 취약한 축은 내부짐벌 안으로 가장 많은 외란이 들어오는 축과도 같아 광학센서들의 변위량도 가장 크다. 유도탄의 축의 방향은 Fig. 4에 나타나 있으며, 비교 분석하는 방향은 X축이다. 그래프의 가로축은 주파수  $f$ (Hz)이며, 세로축은 단위주파수당 에너지 분포를 의미하는 PSD( $g^2/Hz$ ) 값이다<sup>(4)</sup>. 비교대상인 가속도 센서 2번의 PSD (power spectral density)데이터 값을 보면 1800 Hz ~ 2000 Hz에서 최대값이 측정되었다.

이는 고유진동수  $\omega_n$ 는 질량 ( $m$ )에 반비례 하고 강

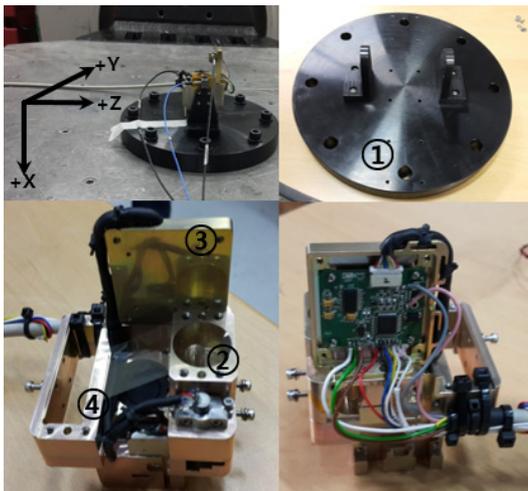


Fig. 4 Acceleration sensor setting for vibration testing: ① vibration jig; ② gyro sensor location; ③ gyro sensor board housing; ④ inner gimbal plate

성 ( $k$ )에 비례하는 특성으로 내부짐벌의 최대값이 고주파영역에서 발생함을 알 수 있다.

### 3. 측정이 가능한 구조체의 유한요소 해석

내구진동 시험을 수행한 후 유한요소 해석을 위해 시험모델과 동일한 모델을 구축하였다. 시험모델에서는 구동에 필요한 케이블이 장착이 되기 때문에 내구

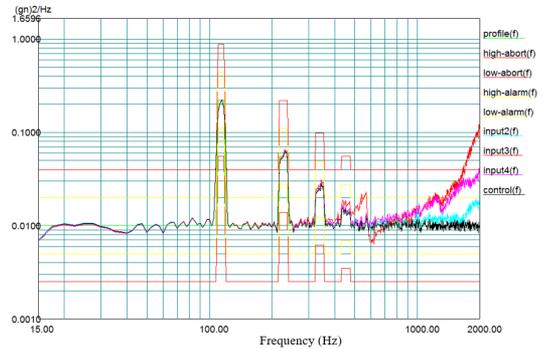


Fig. 5 Rotary filter vibration test data (X-axis)

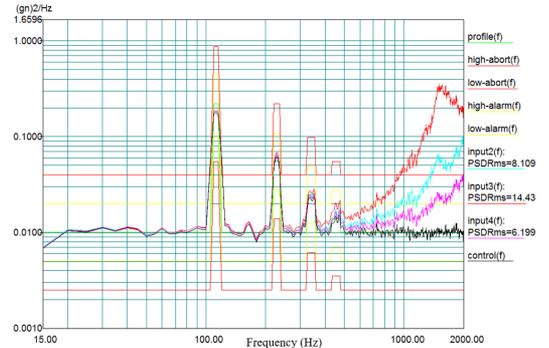


Fig. 6 Rotary filter vibration test data (Y-axis)

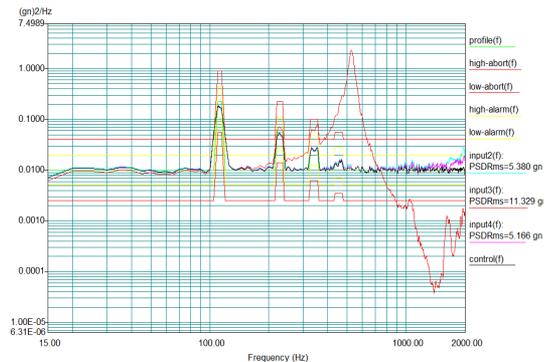


Fig. 7 Rotary filter vibration test data (Z-axis)

진동을 통해 측정된 결과를 토대로 correlation했으며, 이러한 튜닝작업은 해석모델의 신뢰도를 높여준다. 이렇게 작업한 모델은 Fig. 8과 같다.

동적시스템은 고유진동수에서 큰 변위가 발생하므로, 시스템의 고유진동수를 구하기 위해 자유진동응답 해석 즉, 모달 해석을 수행한다. 이후 결과값을 바탕으로 mode superposition기법을 이용하여 3σ 수준으로 내구진동해석을 수행하였다<sup>5)</sup>. Mode superposition기법은 동적시스템에 대한 구조해석 접근 방법으로 모달 해석 결과와 내구진동조건에서의 각 모드 별 기여도를 조합을 이용하는 방법이다. 이 방법은 유한요소의 직접 적분을 이용하지 않고 특정주파수 범위의 모드값을 이용하기 때문에 해석시간을 단축할 수 있다.

해석결과는 PSD분석을 수행하여 최대응력과 변위를 확인하였다. 모달 해석 결과는 Table 1과 같다. 내부짐벌의 중량이 작기 때문에 해석데이터 고유진동수

가 고주파대역임을 확인하였다.

Modal data를 이용하여 내구진동해석을 수행하였다. 내구진동에 인가된 프로파일은 Fig. 3과 같으며, 데이터 추출 포인트 역시 Fig. 8과 같이 광학센서가 장착되는 곳을 추출한다. 내구진동해석에 대한 결과값은 Fig. 9와 같으며, 최대값은 1824 Hz에서 측정되었다. 시험데이터에서는 약 1800 Hz ~ 2000 Hz 영역에서 최대값이 발생했기에 두 데이터간의 유사성을 확인하였다.

#### 4. 적외선 가시광 경통 간 진동해석

X축의 계측데이터와 해석모델 모델과의 결과값 유사성을 확인하였다. 해석모델 모델에 광학센서(적외선, 가시광센서)모델을 추가하여 시험모델모델을 구축한다. 이때 광학센서 간의 총 변위량이 아닌 적외선과 가시광센서들의 각각의 변위 데이터를 추출하여 간섭유무를 검토하였다. 이는 변위값을 분석할 때 시간에 따른 변위변화량이 아닌 주파수에 따른 변위 변화량이 결과 값으로 추출되기 때문이다. 주파수에 따른 변위 변화량을 검토할 때는 주파수에 따른 위상차(phase difference)가 발생할 수 있다. 위상(phase)는 단진동의 기본원리와 뉴턴의 제 2법칙에 따라 아래와 같이 정의된다.

$$F = kx = ma$$

$$a = -\frac{k}{m}x$$

$$a = \frac{dx}{dt} \frac{dv}{dx} = -\omega^2 x$$

양변을 X에 대해 적분한다.

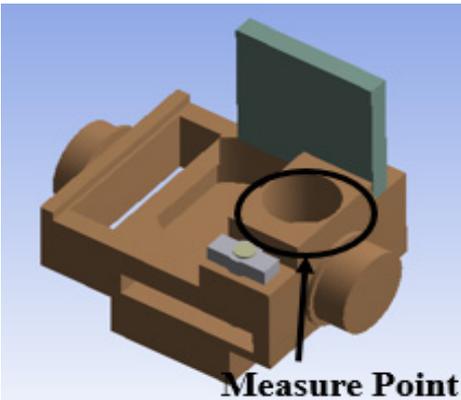


Fig. 8 Displacement data extraction point of finite element model

Table 1 Inner gimbal modal analysis result

Mode	Frequency [Hz]
1	1403.5
2	1828.4
3	2230.6
4	2468.2
5	2542.6
6	3572

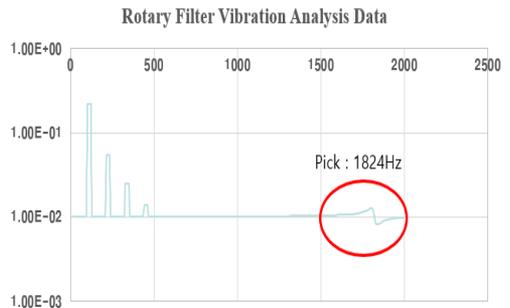


Fig. 9 Vibration analysis PSD graph of Inner gimbal

$$\frac{1}{2}v^2 = \int -\omega^2 x dx$$

$$v = \omega \sqrt{A^2 - x^2}$$

속도는 위치를 시간에 대해 미분한다.

$$\omega t = \int \frac{1}{\sqrt{A^2 - x^2}} dx \tag{1}$$

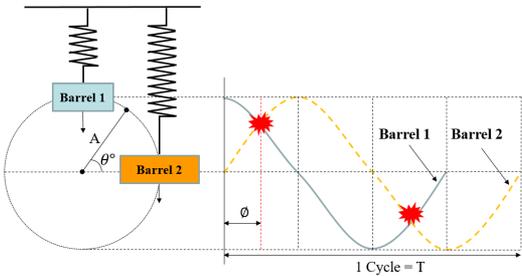


Fig. 10 Phase difference in vibration system

$$\frac{dx}{d\theta} = A \cos \theta \text{ 이므로 식 (1)에 대입한다.}$$

$$\omega t = \int \frac{A \cos \theta}{A \sqrt{1 - \sin^2 \theta}} d\theta \tag{2}$$

$$\theta = \sin^{-1} \left( \frac{x}{A} \right) \text{ 식 (2)에 대입하면,}$$

$$x = A \sin(\omega t + \phi) \tag{3}$$

가속도를 적분하면 속도가 되고 속도를 적분하면 변위가 되는 관계식을 통해서 식 (3)과 같이 변위에 관한 식이 도출되었다. 이때 \$\phi\$ 위상차 상수가 도출된다<sup>(6)</sup>. 식 (3)을 보면 변위는 위상차 상수값에 영향을 받는다.

적외선, 가시광 경통은 서로 다른 질량과 강성을 갖는 구조체이며, 두 개의 구조체에 진동이 인가된다면 각기 다른 특성으로 위상이 변하게 된다. Fig. 10과 같이 두 개의 경통이 각각의 스프링 운동을 하는 구조체이고 서로 같은 속도로 움직인다고 하며, 서로 동상(in phase)인 \$0^\circ\$의 위상차 상태를 가진다. 이 상태는 동일한 방향으로 진동하는 상태이다. 하지만 \$90^\circ\$의 위상차를 가진다면 Fig. 10과 같이 위상차가 발생하기 시작한다. Barrel 2의 움직임이 Barrel 1보다 \$90^\circ\$ 뒤진 위상각 지연(phase lag)상태가 된다. 위상각

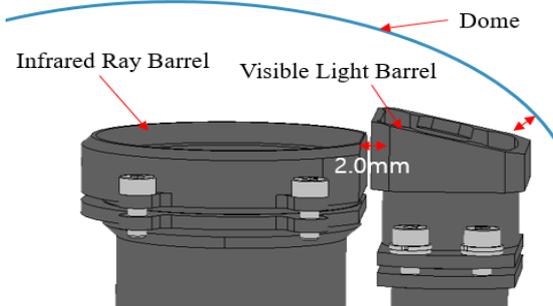


Fig. 11 Infrared ray, visible light barrel structure and initial gap

Table 2 Maximum deformation between barrels for each axis

Division	X-axis	Y-axis	Z-axis
Deformation (mm)	0.559	0.892	0.586

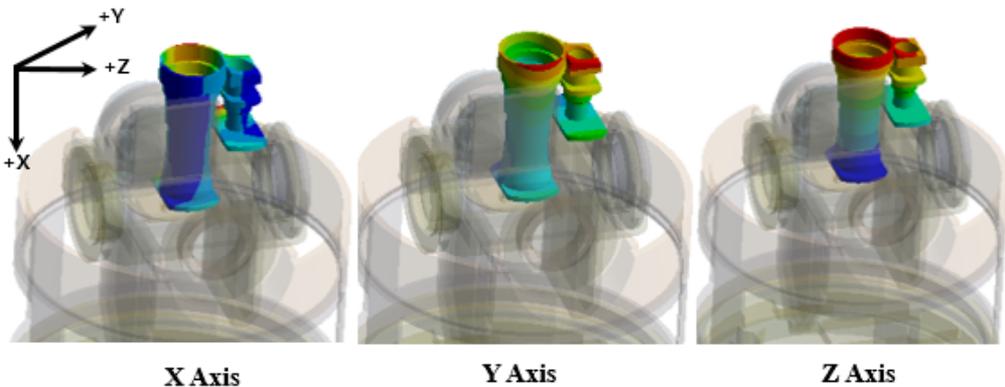


Fig. 12 Vibration analysis results of infrared ray and visible light barrels for each axis

지연상태로 인해서 Barrel간의 간섭이 생길 수 있게 된다. 이는 90°뿐만 아니라 동상인 상태를 제외한 모든 위상각 지연에서 존재하는 위험성이다. 때문에 진동해석 결과 데이터를 분석할 때 단순 변위량 만을 고려하면 변위의 방향성을 알 수 없기에 Barrel 간에 위상상태를 확인해야 한다.

이러한 방법으로 적외선, 가시광 경통 끝에서의 최대 변위값을 추출하여 최대 변형값을 산출하였다. 초기 두 경통간의 간극의 상태는 Fig. 11과 같이 2.0 mm이다. Fig. 12와 Table 2는 각 축별로 최대 변형의 값이다.

최대 변형은 Y축으로 0.892 mm의 변형이다. 초기 간극 2.0 mm대비 약 1.0 mm의 여유가 있기 때문에 내구진동 시 적외선, 가시광 경통의 간섭이 일어나지 않을 것이라 분석된다.

## 5. 결 론

감시장비의 실측데이터와 유한요소 해석 결과 간의 비교분석을 진행하였다. 실측데이터는 가속도 센서 2번의 위치에서 1800 Hz ~ 2000 Hz의 고주파대역에서 모드가 발생하였다. 유한요소 해석에서는 동일 위치의 1824 Hz에서 1차 모드가 발생하였다. 두 결과간의 유사성이 확인되어 유한요소 해석 모델에 광학센서인 적외선, 가시광 바렐 모델을 추가 하여 시험모듈모델을 생성 후 변위해석을 진행하였다. 그 결과 적외선, 가시광 바렐간의 초기 간극이 2.0 mm, 각 축별로 변위량은 X축 0.559 mm, Y축 0.892 mm, Z축 0.586 mm이다. 변형율은 X축 27.95 %, Y축 44.6 %, Z축 29.3 %이다. 최대 변형축은 Y축이지만 변형율이 50 %에도 못 미치기에 두 바렐간의 간섭은 발생하지 않을 것이라 판단하였다.

이렇게 시험모듈모델을 구현하는 방법은 고가의 장비, 반복시험이 어려운 장비, 계측 포인트가 협소하여 시험데이터의 계측이 어려운 장비 등 직접적으로 시험 수행이 어려운 장비에 적용이 가능한 방법이다. 다만, 향후 연구에서는 비교 분석할 측정 포인트의 다양화, 반복시험을 통해 실측데이터와 해석데이터 간의 신뢰도를 높여야 할 것이다. 또한 진동시험뿐 아니라 충격시험 데이터 확보, PSD데이터 이외에 변위변화량 계측데이터 등을 통해서 다양한 결과데이터로 검증하는 방안도 추가적으로 검토되어야 한다. 이 연구에서는 생성된 시험모듈모델을 통해 반복시험 감

소와 장비의 생존율을 높일 수 있을 것이며, 한번 구축된 시험모듈모델은 광학센서 간의 변위간섭 뿐만 아니라 다양한 센서 및 구동부의 등의 포괄적인 부분에 적용 가능할 것이라 기대한다.

## References

- (1) Kwon, K. B., Jung, J. H. and Han, J. S., 2018, Abnormal Condition Analysis and Validation of RK4 Multi Axis Rotor Systems Using Finite Element Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 2, pp. 204~213.
- (2) Song, A. Y. and Jeong, J. H., 2018, A Study on the Shape Optimum Design of Rotary Filter Using Taguchi Method, Proceedings of the KSPE Annual Spring Conference, pp. 917~918.
- (3) US Department of Defense, 2000, Department of Defense Test Method Standard: Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, MIL-STD-810.
- (4) Shin, D. J., Ahn, S. H., Lee, J. H., Ryu, G. H. and Kwon, M. S., 2019, Analysis of Transport Dynamic Property for Lowbed Trailer and Vibration Specification Establishment of Large Radar, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No 5, pp. 632~638.
- (5) Jeong, E. B., Yoon, J. R., Son, D. H., Kim, J. and Kang, D. S., 2017, Analysis of the Vibration Characteristic for the Shelter System Vehicle Mounted, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 336~342.
- (6) Inman, D. J., 2007, Engineering Vibration, 3rd Edition, Prentice Hall, New Jersey.



**Ah-Young Song** is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. She received a Master's degree in Dept. of Mechanical Engineering from Sungkyunkwan University in 2013. Her research interests are shock/vibration.

# 디지털 트윈을 사용한 구조 진동 가상 센서 시스템

## Virtual Sensing System of Structural Vibration using Digital Twin

오 승 인\* · 박 다 은\* · 백 현 우\* · 김 승 훈\*\* · 이 재 경\*\*\* · 김 진 균\*†  
Seungin Oh\*, Daeun Park\*, Hyunwoo Baek\*, Seunghun Kim\*\*,  
Jai-Kyung Lee\*\*\* and Jin-Gyun Kim\*†

(Received January 31, 2020 ; Revised February 27, 2020 ; Accepted March 24, 2020)

**Key Words :** Structural Dynamics(구조동역학), Finite Element Model updating(유한요소 모델 업데이트), Digital Twin(디지털 트윈), Virtual Sensing(가상 센서), Reduced-order Modeling(축소모델링)

### ABSTRACT

Virtual sensing complements limited real-sensing information using a numerical (or analytical) model that is created with measured data. In this work, we propose a virtual-sensing system for structural vibration. Finite element model updating is employed to calibrate the numerical model to the real model and output modal information, including damping coefficients. A reduced-order modeling technique and a modified time integrator are also used to reduce the computational burden in the online sensing process and synchronize the numerical model to the real model, thereby creating a model-based digital twin. The proposed virtual sensing is tested by implementing it to solve a cantilever beam problem.

### 기 호 설 명

**M** : 질량 행렬  
**C** : 감쇠 행렬  
**K** : 강성 행렬  
**u** : 변위 벡터  
**q** : 모달좌표계 벡터  
**f** : 힘 벡터  
**φ** : 고유벡터  
 $\lambda$  : 고유진동수  
**I** : 단위 행렬  
**T** : 변환행렬

$\omega$  : 가진주파수  
 $\xi$  : 감쇠계수  
**a** : 주파수 응답 함수  
**r** : 시간적분 유효 하중  
*c* : 축소모델 커플링 자유도  
*d* : 축소모델 주요 모드  
*l* : 모달실험 하중 작용점  
*k* : 모달실험 실험 측정지점

### 1. 서 론

최근 정보통신 기술의 급격한 발전과 사물인터넷

† Corresponding Authors; Member, Department of mechanical engineering, Kyung Hee University, Professor  
E-mail : jingyun.kim@khu.ac.kr

\* Member, Department of mechanical engineering, Kyung Hee University, Student

\*\* Department of Astronomy & Space Science, Kyung Hee University, Student

\*\*\* Korea Institute of Machinery & Materials, Principal Researcher

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Jae Eun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

(internet on things, IOT)기술의 보편화에 따라, 기계 시스템의 복잡도 또한 급증하고 있다. 특히, 기계시스템의 건전성을 실시간으로 추정하고 나아가 구조물의 수명을 사전에 예측해 선제적으로 대응하기 위한 고장에 지 및 건전성 관리(Prognostics and Health Monitoring, PHM) 기술에 대한 요구가 점차 심화되고 있다<sup>(1,2)</sup>. 한편, 반도체 기술의 급격한 성장은 컴퓨터의 소형화 및 연산속도의 고도화를 이루어 내었다. 이에 따라, 매우 저렴한 비용만으로 고성능의 소형 연산 시스템을 구성할 수 있는 시대가 되었다. 이러한 기술적 배경은 4차 산업혁명의 중요 기반기술의 하나인 디지털 트윈(Digital Twin)기술의 원동력이 되고 있다<sup>(3,4)</sup>. Fig. 1은 디지털 트윈의 예를 보여준다. 디지털 트윈 시스템을 성공적으로 구성하기 위해서는, 실제 구조물의 상태를 물리 모델로 전달하기 위한 정밀 센서 기술이 반드시 요구된다. 그러나, 고정밀 데이터를 얻기 위한 다양한 센서의 활용은 비용의 증가를 가져올 수 있으며, 특히 구조진동 시스템에서의 센서 부착은 질량 및 강성에 직접적인 변화를 일으켜 측정 데이터의 신뢰성 감소를 유발하기도 한다. 또한 데이터의 유형 및 측정 위치에 따라 접근 및 측정이 불가능해질 우려가

있다는 점도 기존 센싱 기술의 한계점으로 지목된다. 이 연구에서는 이러한 한계를 극복하고자, 구조진동 구조물의 응답 특성을 정확히 표현할 수 있는 모델 기반의 디지털 트윈을 활용하여 가상 센서 시스템(virtual sensor system)을 구성하였다. 이를 위해 먼저 구조진동 특성을 정확하게 표현할 수 있도록 유한요소모델 업데이트(Finite Element Model Updating) 기술을 적용하였으며<sup>(5-9,11)</sup>, 연산시간 최소화 및 실제 모델과 디지털 모델간의 실시간 연동을 위해 축소모델링(Reduced-order modeling, ROM) 기술을 활용하였다<sup>(10,14,15)</sup>. 마지막으로 본 연구의 목적에 맞게 보정된 시간적분 알고리즘을 활용하여 직접 계측되지 않은 지점의 응답을 실시간으로 추정할 수 있는 가상 센서 시스템을 제안하였으며, 이를 단순 외팔보(cantilever) 문제에 적용하여 그 성능을 검증하였다.

2. 유한요소 모델링 및 보정

이 연구에서는 실제 구조물의 구조진동 특성을 모사하기 위하여 유한요소 모델을 사용하였다. 따라서 제시된 구조진동 가상 센서 시스템의 정확도를 높이기 위해서는 구축된 유한요소 모델의 신뢰도를 우선적으로 확보할 필요가 있다. 이를 위해 이 연구에서는 기본적인 물성정보와 기하학적 정보를 바탕으로 유한요소 모델을 구축하고, 실제 구조물의 실험 결과를 기반으로 하여 이를 업데이트하였다.

일반적인 구조진동 계의 유한요소 모델은 식 (1)과 같은 수식으로 표현된다.

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = f \tag{1}$$

이때 **M**, **C**, **K**는 각각 질량, 감쇠, 강성 행렬을 나타내며 **u**와 **f**는 변위와 외력을 나타낸다. 일반적



Fig. 1 Example of digital twin

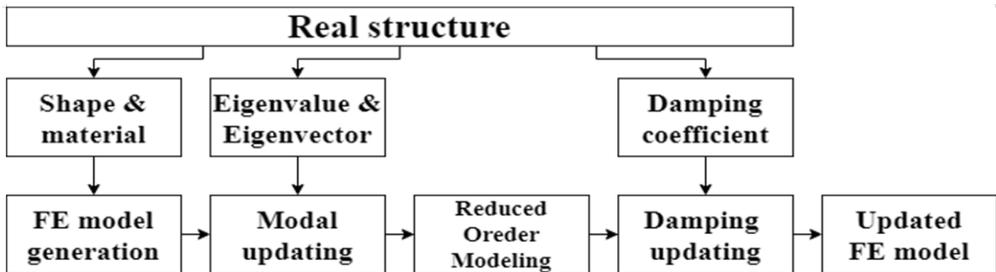


Fig. 2 FEM model updating process

인 방법으로 구축된 유한요소 모델은 구조물 설계 시 사용된 목표 물성 및 형상을 기반으로 한다. 따라서, 이는 제조 공차, 사용 재료의 불확실성 등으로 인해 실제 모델과 다소간의 차이를 보일 수 있으며, 수치모델의 신뢰성 확보를 위해 이의 보정기술이 요구된다.

이 연구에서는 유한요소 모델의 보정을 위해 정량화된 기준에 의해 특성 오차를 검증하였으며, 복합적인 모델 업데이트 기법을 적용하여 오차를 최소화하였다. 모델 업데이트 과정은 Fig. 2에 표기된 절차에 따라 수행되었다. 업데이트 기법 및 절차는 효율성 및 신뢰성 향상을 목적으로 계획되었다. 특히 수치모델과 실제모델간의 동기화 및 빠른 계산속도 구현을 위해 모델 차수 축소 기법이 활용되었다. 형상 및 밀도 등 직접 측정이 가능한 물리량은 이 절에 소개된 업데이트 기법의 적용 전 보정을 완료하였다.

### 2.1 모달 정보 업데이트

고유진동수(natural frequency) 및 모드형상(mode shape)은 수학적으로 고유값(eigenvalue), 고유벡터(eigenvector)로 정의될 수 있으며, 이는 구조진동 특성의 정량화를 위해 널리 사용된다. 이 연구에서는 유한요소 모델의 고유진동수 및 고유벡터 간의 오차 최소화를 일차적으로 수행하였다. 이때 식 (1)의 운동방정식은 식 (2)와 같이 무감쇠 시스템으로 단순화하여 질량 및 강성행렬을 보정하였으며, 추후 업데이트 과정에 의해 감쇠행렬을 추가하였다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f} \tag{2}$$

무감쇠 진동계에서 임의 차수  $i$ 의 고유진동수 및 고유벡터는 식 (3)과 같은 고유치 문제를 통해 정의된다.

$$\mathbf{K}\boldsymbol{\varphi}_i = \lambda_i \mathbf{M}\boldsymbol{\varphi}_i \tag{3}$$

여기에서  $\lambda_i$ 와  $\boldsymbol{\varphi}_i$ 는 고유진동수와 고유벡터를 나타내며, 하첨자  $i$ 는 모드의 차수를 의미한다. 이때 실험계측된 고유진동수와 유한요소 모델에서 계산된 고유진동수간의 오차는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다<sup>(5)</sup>.

$$\lambda'_i = \lambda_i^a + \lambda_i^\varepsilon \tag{4}$$

이때 상첨자  $i$ 와  $a$ 는 각각 실험계측치, 유한요소 모델 연산치를 의미하며,  $\varepsilon$ 는 두 값의 오차를 나타낸다.

고유진동수 오차를 임의의 변수와 변수 변화에 대한 테일러 1차 다항식으로 표현하면 식 (5)와 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda'_i = \lambda_i^a + \frac{\partial \lambda_i^a}{\partial \theta} \cdot \Delta \theta \tag{5}$$

이때  $\theta$ 는 업데이트 하려는 임의의 변수를 의미한다. 따라서, 고유진동수의 임의의 변수 2에 대한 1차 미분항 연산이 가능하다면 실제 구조물과 유한요소 모델의 고유진동수 차이를 최소화할 수 있는 방향으로 특정 변수를 변화시킬 수 있다. 식 (3)을 임의의 변수에 대해 편미분한 후 고유진동수에 대해 정리하면 다음과 같은 관계식이 얻어진다<sup>(6-8)</sup>.

$$\frac{\partial \lambda_i}{\partial \theta} = \boldsymbol{\varphi}_i^T \left[ \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \theta} - \lambda_i \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \theta} \right] \boldsymbol{\varphi}_i \tag{6}$$

식 (6)을 식 (5)에 대입하여 정리하면 고유진동수 오차를 최소화 하기 위한 특정 변수 변화량은 식 (7)과 같이 얻어질 수 있다.

$$\Delta \theta = \frac{\lambda'_i - \lambda_i^a}{\boldsymbol{\varphi}_i^T \left[ \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \theta} - \lambda_i \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \theta} \right] \boldsymbol{\varphi}_i} \tag{7}$$

이를 식 (2)에 활용하면 특정 변수의 변화량을 고려한 보정된 운동 방정식은 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$\bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{u}} + \bar{\mathbf{K}}\mathbf{u} = \mathbf{f} \tag{8a}$$

$$\bar{\mathbf{M}} = \mathbf{M} + \frac{\partial \mathbf{M}}{\partial \theta} \Delta \theta \tag{8b}$$

$$\bar{\mathbf{K}} = \mathbf{K} + \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \theta} \Delta \theta \tag{8c}$$

실험 계측된 고유벡터와 유한요소 모델에서 계산된 고유벡터간의 오차를 정량화하기 위하여 MAC(modal assurance criterion) 값을 도입하였다<sup>(9)</sup>.

$$\text{MAC} = \frac{|\boldsymbol{\varphi}'_i \cdot \bar{\boldsymbol{\varphi}}_j|}{|\boldsymbol{\varphi}'_i| |\bar{\boldsymbol{\varphi}}_j|} \tag{9}$$

### 2.2 유한요소 모델 축소법

위 과정을 통해 보정된 유한요소 모델은 실제 모델과 비교해 우수한 진동 정확성을 가질 수 있다. 그러나 이를 가상 센서 시스템에 활용하기 위해서는 상당한 연산량이 필요하다는 문제점이 있다. 이는 고려대상 구조진동 모델의 규모 및 요구되는 신뢰도 증가에 따라 고성능 연산장치를 요구하는 문제점을 발생시킨다.

이 연구에서는 실시간성을 극대화하기 위하여 적은 비용으로 비교적 높은 신뢰성을 갖는 모델을 구성하고자 축소모델링 기법을 적용하였다. 이를 위해 다양한 축소모델링 기법 중 널리 활용되고 있는 Craig-Bampton(CB) 기법<sup>(10)</sup>의 수식을 일부 변형하여 활용하였다. CB 기법은 제한된 수의 고유모드를 활용하여 효과적으로 모델의 축소가 가능하여 구조동역학 분야에서 널리 활용되고 있다. 특히, CB 기법을 활용할 경우 모델의 축소 후에도 일부 물리 자유도(degrees of freedom, DOFs)가 보존되므로, 실제 계측된 변형 데이터와의 직접 비교가 가능하다는 이점이 있다.

이 연구에서는 이러한 CB 기법의 특징을 활용하여 실제 센서의 위치를 물리량이 보존되는 자유도에 포함하였으며, 이를 통해 수치모델과 실제모델 간의 동기화를 가능하게 하였다. 그러나 부분구조합성법(component mode synthesis, CMS)의 대표적인 형태인 CB 기법은 내부자유도를 다수의 부분구조(sub-structure)로 분할하여 계산시간 최소화와 모델링 효율성 극대화를 추구한다. 따라서, 이 연구에서 활용한 정식은 부구조법을 적용하지 않았다는 점에서 CB 기법과 정확하게 일치하지 않으며, 오히려 자유도 기반 축소모델링 기법인 Guyan 기법<sup>(14)</sup>과 CB 기법의 모드 기반 축소모델링을 부구조법 없이 혼용한 형태로 보는 것이 타당하다<sup>(15)</sup>.

축소모델링에서 전체 자유도 중 물리량이 보존되는 자유도를 경계자유도(boundary DOFs), 그 이외의 자유도를 내부자유도(internal DOFs)로 정의할 수 있다. 이를 고려하면 식 (8)은 식 (10)과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{M}_c \\ \mathbf{M}_c & \mathbf{M}_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_s \\ \ddot{\mathbf{u}}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{K}_c \\ \mathbf{K}_c & \mathbf{K}_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_s \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{f}_b \end{bmatrix} \quad (10)$$

하첨자  $s$ ,  $b$ 는 내부자유도와 경계자유도, 하첨자  $c$ 는 coupling 자유도를 의미한다. 유한요소모델의 전체 자유도 수를  $N$ 으로 정의할 때 경계자유도의 수는

$N_b$ , 내부자유도 수는  $N_s$ 로 정의할 수 있다.

전통적인 축소모델링에서는 내부자유도를 고유치 계산을 통해 얻은 주요한 모드(dominant mode)만을 활용해 근사하는 기법을 활용하는 것이 일반적이다. 내부자유도의 고유치 문제 행렬식은 식 (11)과 같이 정의한다.

$$\mathbf{K}_s \boldsymbol{\psi}_i = \lambda_i \mathbf{M}_s \boldsymbol{\psi}_i \quad (11)$$

CB 기법에서는 식 (11)에서 계산한 매우 적은 수의 주요 모드에 추가적으로 정적거동을 가정하여 계산된 구속모드(constraint modes)를 활용하여 식 (12)와 같이 변위벡터를 근사한다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{u}_s \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix} = \hat{\mathbf{T}} \hat{\mathbf{u}}, \quad \hat{\mathbf{u}} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_d \\ \mathbf{u}_b \end{bmatrix}, \quad \hat{\mathbf{T}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Psi}_d & -\mathbf{K}_s^{-1} \mathbf{K}_c \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \quad (12)$$

이때  $\hat{\mathbf{T}}$ 은 변환행렬(Transformation matrix),  $\boldsymbol{\Psi}_d$ 는 주요모드로 구성된 행렬,  $\mathbf{q}_d$ 는 이의 모달좌표계 벡터를 의미한다.

식 (12)를 식 (10)의 운동방정식에 적용하면 식 (13)과 같이 축소된 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\hat{\mathbf{M}} \ddot{\hat{\mathbf{u}}} + \hat{\mathbf{K}} \hat{\mathbf{u}} = \hat{\mathbf{f}} \quad (13a)$$

$$\hat{\mathbf{M}} = \hat{\mathbf{T}}^T \bar{\mathbf{M}} \hat{\mathbf{T}} \quad (13b)$$

$$\hat{\mathbf{K}} = \hat{\mathbf{T}}^T \bar{\mathbf{K}} \hat{\mathbf{T}} \quad (13c)$$

$$\hat{\mathbf{f}} = \hat{\mathbf{T}}^T \mathbf{f} \quad (13d)$$

식 (13)에서 활용한 주요 고유모드의 수를  $N_d$ 로 가정하면 축소된 운동방정식의 자유도는  $N_d + N_b$ 로 정의할 수 있다. 일반적인 축소모델의 자유도는 전체 자유도의 5% 내외이며, 특히 이 연구에서 경계자유도를 센서 측정 지점을 중심으로 정의하여 축소모델의 자유도를 전체자유도 대비 1% 내외로 선정할 수 있게 하였다.

### 2.3 감쇠 특성 업데이트

외력에 의해 가진된 구조진동 구조물의 응답을 정확하게 모사하기 위해서는 감쇠계수에 대한 명확한 고려가 필수적이다. 그러나, 실제 실험에서 취득할 수 있는 감쇠계수는 매우 한정적이다. 따라서, 이 연구에

서는 차수 축소 후의 운동방정식을 기반으로 감쇠계수 업데이트를 적용하였다. 이때 실험을 통해 측정된 감쇠계수를 사용하여 모달 영역의 감쇠계수를 업데이트 하였으며, 측정 불가능한 고차 영역에서의 감쇠계수는 1% 감쇠 계수를 사용하여 업데이트 하였다. 이 연구에서는 아래의 주파수응답함수(frequency response function, FRF)를 사용하여 감쇠계수 업데이트 후 응답특성 변화를 검증하였다.

$$\alpha_{kl}(\omega) = \frac{u_k(\omega)}{F_l(\omega)} \cong \sum_{i=1}^{N_{\text{sig}}} \frac{(\varphi_i)_k(\varphi_i)_l}{\lambda_i^2 - \omega^2 + 2j\omega\lambda_i\xi_i} \quad (14)$$

여기에서  $a$ 는 주파수응답함수,  $\omega$ 는 구조물에 가해진 가진 하중 주파수를 의미하며,  $\xi$ 는 감쇠계수를 의미한다. 하첨자  $l, k$ 는 각각 모달실험에서 하중 작용지점과 응답 측정 지점을 의미한다. 실제 구조물의 감쇠 특성 및 고유진동수, 고유벡터는 충격해머 실험을 통해 계측 가능하다. 실험을 통해 얻어진 고유진동수, 고유벡터 및 감쇠계수를 사용하여 주파수 응답 함수 계산이 가능하며, 유한요소 모델에서 얻어진 값과 비교하여 유사성을 정량화 할 수 있다. 이를 통해 보정된 유한요소 모델과 실제 구조물의 주파수 응답 특성은 FRAC(frequency response assurance criterion)<sup>(11)</sup> 값을 사용하여 검증하였다.

$$\text{FRAC} = \frac{|\mathbf{a}'_{kl} \cdot \mathbf{a}^a_{kl}|}{|\mathbf{a}'_{kl}| |\mathbf{a}^a_{kl}|} \quad (15)$$

이 연구에서 활용한 유한요소 모델 업데이트 검증 기준(고유값 상대오차, MAC, FRF, FRAC 등)은 NASA(National Aeronautics and Space Administration), ECSS(European Cooperation for Space Standardization) 등에서 요구하는 수준에 부합하며, 이

를 통해 가상 센서 시스템의 정밀도를 확보하였다<sup>(8)</sup>.

이 연구에서는 시간적분 과정에 물리영역의 운동방정식을 사용하고 있으므로, 구성된 모달 영역(주파수 영역(frequency domain)에서의 감쇠 행렬을 물리영역으로 전환해야 한다. 이를 위해 식 (16)과 같이 고유벡터의 질량에 대한 정규직교(orthonormal)성을 활용하였다<sup>(5)</sup>.

$$\hat{\Phi}\hat{\Phi}^T = \hat{\mathbf{M}}^{-1} \quad (16a)$$

$$\hat{\mathbf{M}}\hat{\Phi}\hat{\Phi}^T = \hat{\Phi}\hat{\Phi}^T\hat{\mathbf{M}} = \mathbf{I} \quad (16b)$$

구조물의 모드영역 감쇠 행렬( $\mathbf{C}_{\text{modal}}$ )과 식 (13)에 추가되어야 할 감쇠 행렬( $\hat{\mathbf{C}}$ )의 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다<sup>(12)</sup>.

$$\hat{\Phi}^T\hat{\mathbf{C}}\hat{\Phi} = \mathbf{C}_{\text{modal}} \quad (17)$$

식 (16)과 식 (17)을 사용하면  $\hat{\mathbf{C}}$ 을 아래와 같이 계산할 수 있다.

$$\hat{\mathbf{C}} = \hat{\mathbf{M}}\hat{\Phi}\mathbf{C}_{\text{modal}}\hat{\Phi}^T\hat{\mathbf{M}} \quad (18)$$

축소모델링 과정을 거친 운동방정식 식 (13)과 업데이트된 감쇠계수 행렬을 포함한 전체 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{u}} + \hat{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{u}} + \hat{\mathbf{K}}\mathbf{u} = \hat{\mathbf{f}} \quad (19)$$

### 3. 하중 및 응답 추정

이 연구의 목적인 미측정 지점의 실시간 과도응답(transient analysis) 추정을 위해서는 시간에 따른 구

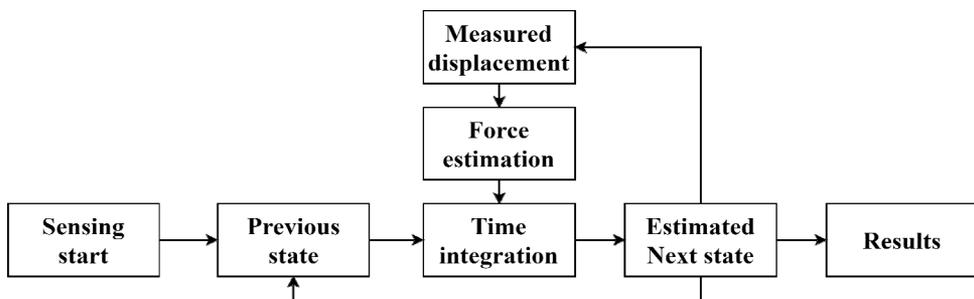


Fig. 3 Real-time estimation process

조물의 응답을 빠르게 추정할 수 있는 알고리즘의 도입이 요구된다. 이를 위해 업데이트 과정을 통해 신뢰성이 향상된 유한요소 모델과 시간적분 알고리즘을 활용하여 구조물의 응답을 추정할 수 있도록 구성하였다. Fig. 3에 실시간 연산부의 구성을 도시하였다. 이 연구에서는 대표적인 Implicit 시간적분 기법의 하나인 Newmark-β 시간적분 기법<sup>(13)</sup>을 적용하였다. 일반적인 Newmark-β 시간적분 과정은 Table 1에 정리된 바와 같다.

이 연구에서는 측정 센서를 최소화하기 위하여 레이지센서 1개소에서 측정된 변위 데이터만을 입력으로 활용한다. Newmark-β 기법은 작용하중을 입력으로 하여 변위, 속도, 가속도를 연산하도록 구성되어 있다. 따라서, 측정된 변위 데이터를 활용하여 작용하중을 예측해 수치 적분시 작용하중 항으로 활용하였다. 이를 통해 제한된 측정 데이터를 기반으로 구조물 전체의 변위, 속도, 가속도, 작용 하중을 실시간으로 추정하였다. 이 연구에서는 변위 데이터만을 고려하여 알고리즘을 제안하였으나, 속도 및 가속도 또는 하중을 측정하였을 경우에도 유사한 방식의 가상 센

서 시스템 구성이 가능하다.

작용 하중 추정치의 연산을 위해 Newmark-β 적분 기법의 일부 식을 차용하여 활용하였다. 가장 먼저 현재 구조물 변위  ${}^t\mathbf{u}$  에서 외력이 작용하지 않았다고 가정하였을 때 관성력에 의해 변화된 다음 상태를  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^I$  라고 정의하였으며, 외력이 작용해 변형된 실제

작용 하중 추정치의 연산을 위해 Newmark-β 적분 기법의 일부 식을 차용하여 활용하였다. 가장 먼저 현재 구조물 변위  ${}^t\mathbf{u}$  에서 외력이 작용하지 않았다고 가정하였을 때 관성력에 의해 변화된 다음 상태를  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^I$  라고 정의하였으며, 외력이 작용해 변형된 실제 구조물에서 측정된 변위를  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^F$  라고 정의하였다. 상첨자  $I, F$ 는 각각 관성력 및 외력을 의미한다.

실제 구조물에서 변위를 측정하는 동시에, 유한요소 모델에 관성력 만을 적용하여 동일 시점의 변위를 계산하였다. 이때 실제 구조물과 유한요소 모델의 변위의 차는 구조물에 가해진 외력에 의해 발생했다고 가정할 수 있다. 이때 관성력과 실제 구조물에 가해진 유효하중은 Table 1의 Step 2.1을 참고하여 식 (20)과 같이 표현할 수 있다.

**Table 1** Newmark-β time integration procedure

<b>Step 1. Initial calculation</b>
Step 1.1 Setup initial value
$\mathbf{u}_0, \dot{\mathbf{u}}_0, \ddot{\mathbf{u}}_0$
Step 1.2 Calculate coefficients.
$a_0 = \frac{1}{\alpha\Delta t^2}, a_1 = \frac{\delta}{\alpha\Delta t}, a_2 = \frac{1}{\alpha\Delta t}, a_3 = \frac{1}{2\alpha} - 1,$
$a_4 = \frac{\delta}{\alpha} - 1, a_5 = \frac{\Delta t}{2}(\frac{\delta}{\alpha} - 2), a_6 = \Delta t(1 - \delta), a_7 = \delta\Delta t$
Step 1.3 Calculate effective stiffness
$\tilde{\mathbf{K}} = \mathbf{K} + a_0\mathbf{M} + a_1\mathbf{C}$
<b>Step 2. Iterative calculation</b>
Step 2.1 Calculate effective load differences
${}^{t+\Delta t}\tilde{\mathbf{r}} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{r} + \mathbf{M}(a_0 {}^t\mathbf{u} + a_2 {}^t\dot{\mathbf{u}} + a_3 {}^t\ddot{\mathbf{u}})$
$+ \mathbf{C}(a_1 {}^t\mathbf{u} + a_4 {}^t\dot{\mathbf{u}} + a_5 {}^t\ddot{\mathbf{u}})$
Step 2.2 Calculate displacement for next step
${}^{t+\Delta t}\mathbf{u} = [\tilde{\mathbf{K}}^{-1}] {}^{t+\Delta t}\tilde{\mathbf{r}}$
Step 2.3 Calculate accelerations and velocities for next step
${}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}} = a_0({}^{t+\Delta t}\mathbf{u} - {}^t\mathbf{u}) - a_2 {}^t\dot{\mathbf{u}} - a_3 {}^t\ddot{\mathbf{u}}$
${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}} = {}^t\dot{\mathbf{u}} - a_6 {}^t\ddot{\mathbf{u}} - a_7 {}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}}$

$${}^{t+\Delta t}\tilde{\mathbf{r}}^i = {}^{t+\Delta t}\mathbf{r} + \mathbf{F}^i, i \in I, F \tag{20a}$$

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{r} = \mathbf{0} \text{ when } i \in I \tag{20b}$$

$$\mathbf{F} = \mathbf{M}(a_0 {}^t\mathbf{u} + a_2 {}^t\dot{\mathbf{u}} + a_3 {}^t\ddot{\mathbf{u}}) + \mathbf{C}(a_1 {}^t\mathbf{u} + a_4 {}^t\dot{\mathbf{u}} + a_5 {}^t\ddot{\mathbf{u}}) \tag{20c}$$

시간적분 알고리즘 연산 과정에 따라, Step 2.2에서 각 시스템의 다음 순간 변위는 식 (21)과 같이 계산된다.

$${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^i = [\tilde{\mathbf{K}}^{-1}] {}^{t+\Delta t}\tilde{\mathbf{r}}^i, i \in I, F \tag{21}$$

이때 외력에 대한 변위와 관성에 의한 변위 차를 수식으로 나타내면 식 (22)와 같다.

$${}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u} = [\tilde{\mathbf{K}}^{-1}] {}^{t+\Delta t}\Delta\tilde{\mathbf{r}} \tag{22a}$$

$${}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^F - {}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^I \tag{22b}$$

$${}^{t+\Delta t}\Delta\tilde{\mathbf{r}} = {}^{t+\Delta t}\tilde{\mathbf{r}}^F - {}^{t+\Delta t}\tilde{\mathbf{r}}^I \tag{22c}$$

여기에서, 외력에 의한 변위 ( ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^F$ )는 실제 센서를 통해 측정되며, 관성에 의한 변위 ( ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u}^I$ ) 및 하중 ( ${}^{t+\Delta t}\mathbf{r}^F$ )은 유한요소 모델을 통해 계산할 수 있다. 따라서 식 (22)에서의 변수는 외력 ( ${}^{t+\Delta t}\mathbf{r}^F$ ) 하나만 남게 된다. 만약 유한요소 모델이 충분히 보정되어 실제 구조물의 특성을 높은 정밀도로 표현하고 있다고 가정하면 유효하중의 관성과 감쇄항을 식 (23)과 같이 기술할 수 있다.

$$\mathbf{F}^I \approx \mathbf{F}^F \tag{23}$$

식 (23)을 식 (22)에 대입하여 동일항을 소거하면, 식 (24)와 같이 정리할 수 있다.

$${}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u} \approx [\tilde{\mathbf{K}}^{-1}] {}^{t+\Delta t}\mathbf{r} \tag{24}$$

식 (24)를 이용하면 구조물에 실제로 작용하는 외력  ${}^{t+\Delta t}\mathbf{r}$ 을 계산할 수 있다.

그러나, 실제 구조물 변위 정보는 일부 지점에서만 측정되었으므로, 식 (24)의 직접 연산은 불가능하다. 하중 작용 지점과 동일한 지점에 측정된 변위의 차를  ${}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u}^m$ 라고 하고, 식 (24)를 측정 지점과 미측정 지점으로 분할하면 식 (25)와 같이 다시 표기할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{K}}^m & \tilde{\mathbf{K}}^c \\ [\tilde{\mathbf{K}}^c]^T & \tilde{\mathbf{K}}^u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u}^m \\ {}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u}^u \end{bmatrix} \equiv \begin{bmatrix} {}^{t+\Delta t}\mathbf{r}^m \\ {}^{t+\Delta t}\mathbf{r}^u \end{bmatrix} \tag{25}$$

예제 구조물과 같이 측정 지점과 하중 작용 지점이 동일하다면, 미측정 지점에서의 작용 하중은 0이라고 가정할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{K}}^m & \tilde{\mathbf{K}}^c \\ [\tilde{\mathbf{K}}^c]^T & \tilde{\mathbf{K}}^u \end{bmatrix} \begin{bmatrix} {}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u}^m \\ {}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u}^u \end{bmatrix} \equiv \begin{bmatrix} {}^{t+\Delta t}\mathbf{r}^m \\ 0 \end{bmatrix} \tag{26}$$

식 (26)의 행렬식을 이용해 미측정 지점을 측정 지점의 정보로 표현하면 식 (27)과 같이 정리된다.

$$[\tilde{\mathbf{K}}^m - \tilde{\mathbf{K}}^c [\tilde{\mathbf{K}}^u]^{-1} [\tilde{\mathbf{K}}^c]^T] {}^{t+\Delta t}\Delta\mathbf{u}^m \equiv {}^{t+\Delta t}\mathbf{r}^m \tag{27}$$

이를 활용하면 최종적으로 측정지점의 변위 정보를 활용하여 작용 하중의 추정이 가능하다. 이를 이용해 Step 2.1의 유효하중을 계산 후 Table 1의 절차

를 반복하여 미계측 지점의 응답(변위, 속도, 가속도)를 계산할 수 있다.

#### 4. 시스템 구성

이 단원에서는 앞서 정리한 유한요소 모델 업데이트 과정과 실시간 가상센싱 알고리즘을 포함한 전체 가상 센서 시스템의 구성을 설명한다. Fig. 4는 제작된 가상 센서 시스템의 하드웨어 구성을 나타낸다. 레이저 센서를 활용하여 1개 지점에서의 변위 응답을 직접 측정하였다. 측정된 변위 신호는 신호 앰프(signal amp) 및 데이터 수집 장비(data acquisition device) 등 신호처리 장치를 거쳐 연산장치로 입력되었다. 입력된 변위 신호는 연산장치 내의 실시간 응답추정 알고리즘에 의해 미측정지점 응답 추정에 활용되며, 추정된 응답은 연산장치 내에 저장된다. Fig. 5는 가상 센서 시스템의 실제 구현 및 설치된 장비 구성이다.

이 연구에서는 외팔보 형태의 사각형 판(plate) 형태의 구조물 표면에 임의의 하중이 부여된 상황을 가

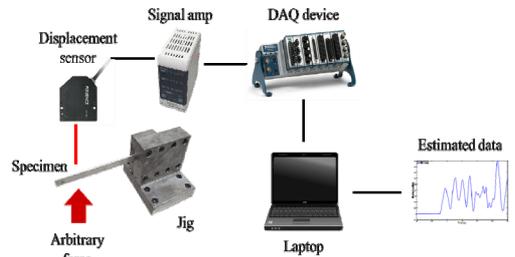


Fig. 4 Hardware schematic diagram of virtual sensing

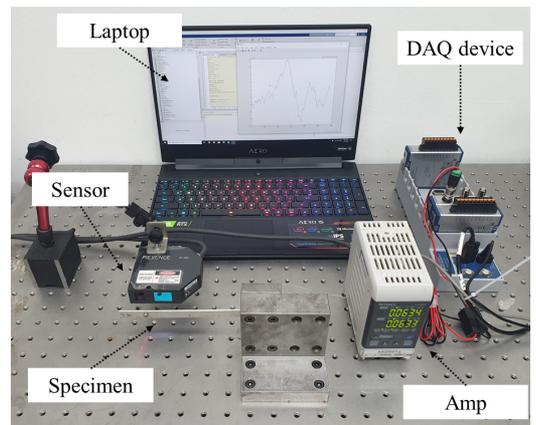


Fig. 5 Test device setup

정하였으며, Fig. 4에 표기된 위치에 임의의 하중을 부여하였다. 하중 부여지점과 동일한 지점에 레이저 변위계를 장치하여 하중에 의한 응답 변위를 측정하였다. 구조물은 알루미늄 6061 재종을 사용하여 제작되었으며, 폭 170 mm, 너비 12 mm, 두께 2 mm의 치수로 제작되었다. 구조물의 끝단 30 mm는 고정구에 삽입되어 고정되었다.

이의 유한요소 모델은 Mindlin-Reissner 평판 요소로 구성되었다. 총 3377개 요소, 5523개 자유도를 사용하였다. 이때 일부 자유도는 구속조건 적용에 의해 제외되었으며, 이에 따라 전체 5487개 자유도가 실제 모델링에 활용되었다. 유한요소 모델의 탄성계수는 69 Gpa, 밀도는 2800 kg/m<sup>3</sup>, 푸아송비는 0.3으로 가정하였다. 이때 밀도 및 형상은 직접 측정을 통해 사전 업데이트 되었다.

### 5. 모델 업데이트 결과

초기 구성된 유한요소 모델의 탄성계수 및 감쇠계수는 2장에서 제시된 업데이트 과정을 통해 갱신되었다. 이 절에서는 실제 구조물 업데이트 과정에서의 계수변화 및 업데이트에 의한 신뢰성 향상 효과를 서술한다.

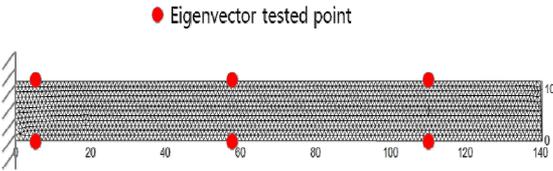


Fig. 6 Eigenvector test point

Table 2 Eigenvalue change after update

	Original	Update	Experiment
Mode1 (Hz)	81.023	82.221	82.280
Mode2 (Hz)	509.001	516.525	516.060
Mode3 (Hz)	1424.373	1445.427	1445.685

Table 3 Eigenvalue relative error change after update

	Original	Update
Mode1	1.551	0.072
Mode2	1.387	0.090
Mode3	1.496	0.018

### 5.1 고유진동수 업데이트

유한요소 모델의 업데이트를 위해 하위 3개 모드의 고유진동수와 고유벡터를 측정하여 사용하였다. 고유진동수 및 고유벡터는 Fig. 6에서 붉은색 점으로 표시된 총 6개 지점에서 충격해머 실험과 레이저 센서로 측정되었다.

이를 기반으로 유한요소 모델의 민감도 기반 업데이트를 적용하였으며, 탄성계수를 변수로 활용하였다. 그 결과 탄성계수는 업데이트 전 69 Gpa에서 업데이트 후 71.06 Gpa로 소폭 증가하였다. Table 2는 업데이트 전과 후, 그리고 실험에서 계속된 고유진동수를 정리한 것이며, Table 3은 이의 상대오차를 나타낸다. 이를 통해 유한요소 모델의 고유진동수는 업데이트 후 1~3차 모드 전체에서 실험값과 근사하게 개선이 이루어졌음을 확인할 수 있다. 고유벡터의 경우 보정 전 유한요소 모델과 실제 모델의 MAC 수치가 0.9 이상의 높은 정확도를 보여 이 연구에서는 추가적인 보정을 진행하지 않았다.

### 5.2 모델 차수 축소

업데이트 된 유한요소 모델의 축소모델링을 위해 저차의 30개 모드, 경계영역에 해당하는 21개 자유도를 활용하였다. 그 결과 차수 축소 전 5487개 자유도에서 축소 후 51개 자유도로 1% 미만의 자유도를 갖는 축소모델을 개발하였다. Table 4는 원본 모델과 축소 모델의 자유도 구성을 나타낸다. 경계영역 자유도로 사용된 지점은 Fig. 7에 붉은색 점으로 표기된 지점과 같다.

Table 4 DOF change after order reduction

	Total DOFs	Physical DOFs	Modes
Original	5487	5487	-
Update (Reduced)	51	21	30

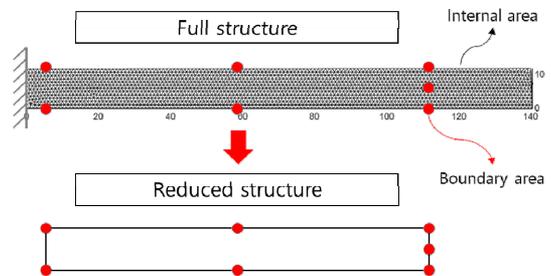


Fig. 7 Reduced-order modeling

### 5.3 감쇠계수 업데이트

모델 업데이트의 마지막 절차로 감쇠계수에 대한 검증 및 업데이트를 진행하였다. 모든 차수의 감쇠계수를 1%로 일정하게 부여한 원본 시스템과, 실험에서 얻어진 감쇠계수를 활용해 업데이트된 모델 간의 차이를 비교하였다. Table 5는 업데이트 과정에 사용된 모드별 감쇠계수를 나타낸다.

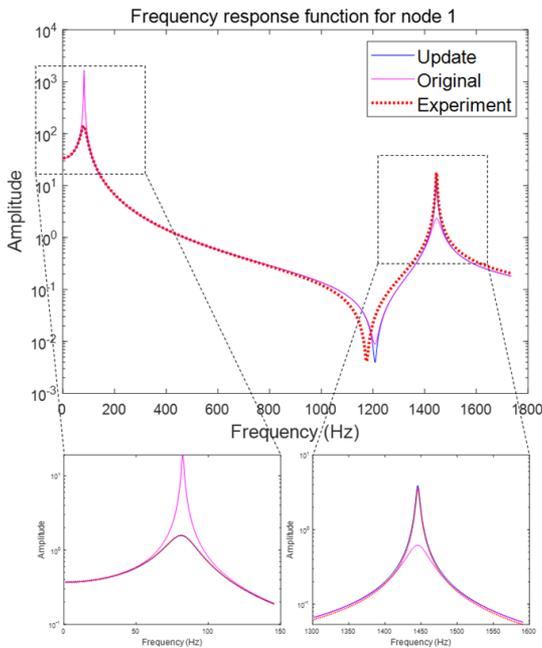
주파수 응답 함수를 기준으로 한 레이저센서 측정 지점에서의 FRAC 값은 업데이트 전 1차~3차에서 각각 0.53, 0.83, 0.69에서 업데이트 후 모두 0.99 이상으로 높은 주파수 응답 유사성을 띠도록 향상되었다. Table 6은 업데이트 전/후의 각 모드

**Table 5** Eigenvalue change after update

	Mode 1	Mode 2	Mode 3	Unmeasured
Damping coefficient	0.12221	0.03495	0.00159	0.01

**Table 6** FRAC value change after update

	Original	Update
Mode1	0.53	0.99
Mode2	0.83	0.99
Mode3	0.69	0.99



**Fig. 8** Comparison of frequency response functions

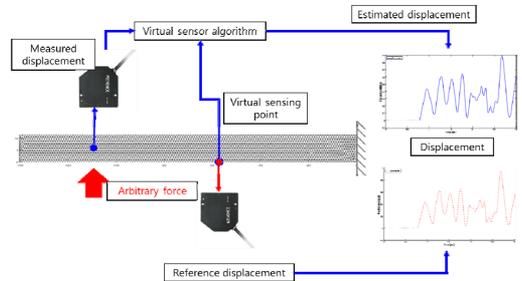
FRAC 값을 나타낸다.

Fig. 8은 동일 지점에서의 주파수 응답 곡선을 비교한 것이다. 업데이트가 완료된 시스템의 곡선은 실험 데이터로 구성된 곡선과 높은 유사성을 보였으며, 업데이트 전 초기 모델에 비해 높은 유사성을 띠는 것으로 확인되었다.

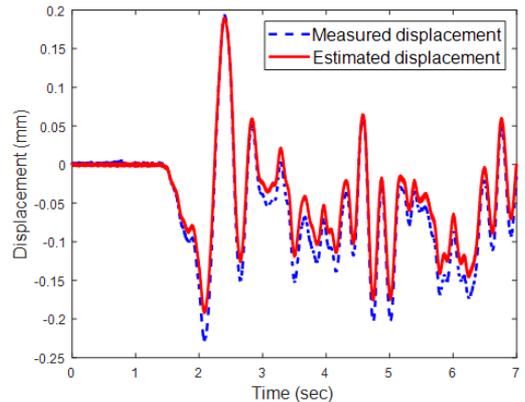
### 6. 가상 센싱 성능 검토

이 장에서는 개발된 가상 센서 시스템의 성능을 검증하기 위해 임의의 지점에서 예측된 변위 및 하중의 정확도를 추가적으로 계측된 값과 비교 검증하였다.

먼저 변위 예측 정확도 검증을 위해 Fig. 9와 같이 구조물 자유단 부근 파란색 점으로 표시된 지점의 변위를 레이저 센서를 이용하여 측정하였으며, 동일한 지점에 임의의 하중을 부여하였다. 개발된 가상 센서 시스템을 이용해 구조물 중앙부의 빨간색 점으로 표시된 지점의 변위응답을 추정하였으며, 이를 검증하기 위해 동일지점에서 변위를 레이저센서로 추가 측정하였다. Fig. 10은 이의 비교를 정리한 것으로, 실



**Fig. 9** Displacement validation test description



**Fig. 10** Comparison of estimated displacement

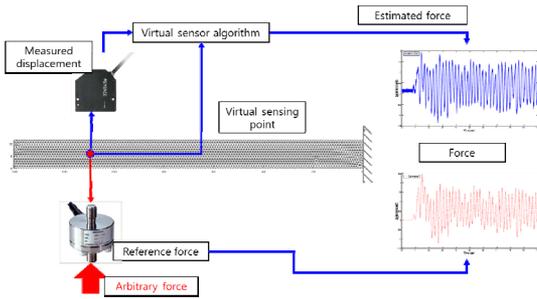


Fig. 11 Force validation test description

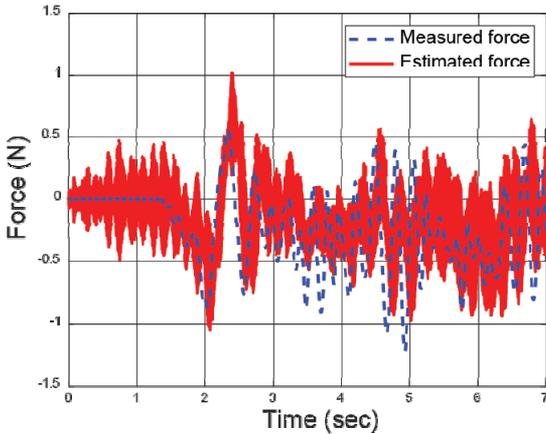


Fig. 12 Comparison of estimated applied force

계 측정치와 가상 센서 추정치가 높은 정확도를 갖는 것을 확인할 수 있다.

추가적으로 가상 센서의 하중 예측 정확도를 검증하기 위하여, Fig. 11과 같이 임의의 변위를 가력한 위치의 실제하중을 로드셀을 통해 측정하여 비교하였다. 해당 지점의 변위정보만을 활용하여 가상 센서 시스템 내에서 추정된 하중은 Fig. 12와 같이 실제 로드셀을 통해 계측된 하중과 근사한 것으로 확인할 수 있다. 다만, 앞서 Fig. 10의 변위 추정값에 비해 정확도 면에서 불규칙한 진동 성분이 확인되었으며, 추후 연구를 통해 노이즈를 개선작업이 수행될 필요가 있다. 개발된 가상센서 시스템은 PC의 MATLAB 환경에서 개발 및 테스트되었으며, 사양 및 버전은 Table 7과 같다.

구성된 가상센서 시스템을 활용하여 실제 구조물에서 10초(10 000개 데이터) 간 측정된 실험 데이터를 처리하는데 약 0.4573초가 소모되었다. Table 8은 전체 측정 시간, 얻어진 실험 데이터를 처리하는데 소모된 연산시간, 1개 시간스텝 연산에 소모된 평균

Table 7 Specifications of PC & Software

CPU	RAM	OS version	MATLAB version
3.7Ghz 6 Cores 12 Threads (Intel i7-8700K)	32 GB	Windows 10	R2019b

Table 8 Elapsed time result of virtual sensing

Experiment time	Computation time	1 step computation time
10 sec (10 000 steps)	0.4573 sec	0.04573 msec (average)

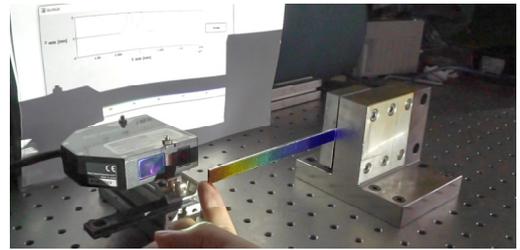


Fig. 13 An example of virtual sensor system

연산시간을 정리한 것으로 고속연산을 통한 실시간 센싱이 가능함을 보여준다. 그러나 개발된 기술의 실 구조물 적용 시 실제 연산 성능은 계측장비, 적용대상구조물, 경계조건 등에 따라 상이할 수 있어, 관련한 연구개발이 요구된다.

아울러 이 연구에서는 가상 센서 시스템의 성능을 변위와 하중에 대해서만 검토하였으나, 향후 다양한 후처리(post-processing) 연산기의 개발을 통해 연구자의 필요에 따른 시스템 개발이 가능할 것으로 판단된다. Fig. 13은 이상적인 가상 센서 시스템의 예를 보여주는 것으로 개발된 기술을 확장하여 모델 전체의 변위, 변형량, 응력 등의 실시간 연산 및 AR/VR 기반 시각화에 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

## 7. 결 론

이 연구에서는 최소한의 계측 정보를 기반으로 미세 측정 지점 또는 미세 측정 진동 정보의 실시간 추정을 위한 가상 센서 시스템을 제안하였다. 이를 위해 일차적으로 유한요소법 및 이의 업데이트 기법을 통해 실제 구조물과 동일한 구조진동 특성을 갖는 물리모델을 생성하였으며, 계산속도 향상 및 실효모델-유한요

소모델의 동기화를 위해 전통적인 축소 모델링 기법을 보정하여 활용하였다. 추가적으로 적분기 및 응답 추정 알고리즘 역시 제안된 가상 센서 시스템에 맞게 수정하였다. 개발된 시스템의 성능은 외팔보 시편을 대상으로 실제로 구축하여 검증하였다.

향후 이 연구에서 제안한 가상 센서 시스템의 실제적인 적용을 위해 복잡한 구조진동 구조물에 대해 성능검증을 진행하고자 한다. 이 경우 최신의 축소모델링 기법<sup>(16)</sup>, 시간적분 알고리즘의 탐색 및 적용 등을 통한 시스템의 정밀도와 계산효율 향상이 요구될 수 있다. 아울러 제안된 시스템은 발전설비 배관 및 각종 기계설비의 실시간 상태 감시/건전성관리 등을 위해 다양한 디지털 트윈 시스템으로 확장될 수 있을 것으로 기대된다. 이를 위해서는 유체-구조 상호 작용(Fluid-Structure Interaction, FSI)<sup>(17,18)</sup>, 유연 다물체 동역학(Flexible Multibody Dynamics, FMBD)<sup>(19,20)</sup> 등의 고성능 수치모델링 및 축소모델링 기법이 요구된다.

## 후 기

This research was supported by the Basic Science Research Programs through the National Research Foundation of Korea funded by the Ministry of Science, ICT, and Future Planning (NRF-2018R1A1A1A05078730)

## References

- (1) Choi, J. H., Yun, Y. and Kim, S., 2017, A Study for Aircraft Actuator Health Management based on Extended Kalman Filters, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 215.
- (2) Lee, S. H. and Yun, B. D., 2015, Directions of Industry 4.0 and Prognostics and Health Management (PHM), Journal of KSNVE, Vol. 25, No. 1, pp. 22~28.
- (3) 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.
- (4) Risaliti, E., Tamarozzi, T., Vermaut, M., Cornelis, B. and Desmet, W., 2019, Multibody Model Based Estimation of Multiple Loads and Strain Field on A Vehicle Suspension System, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 123, pp. 1~25.
- (5) Friswell, M. I. and Mottershead, J. E., 1995, Finite Element Model Updating in Structural Dynamics, Springer Science & Business Media, Netherlands, pp. 7~35.
- (6) Fox, R. L. and Kapoor, M. P., 1968, Rates of Changes of Eigenvalues and Eigenvectors, AIAA Journal, Vol. 6, No. 12, pp. 2426~2429.
- (7) Alvin, K. F., 1997, Efficient Computation of Eigenvector Sensitivities for Structural Dynamics, AIAA Journal, Vol. 35, No. 11, pp. 1760~1766.
- (8) Lim, J. H., Hwang, D. S., Sohn, D.W. and Kim, J. G., 2016, Improving the Reliability of the Frequency Response Function Through Semi-direct Finite Element Model Updating, Aerospace Science and Technology, Vol. 54, pp. 59~71.
- (9) Allemang, R. J. and Brown, D. L., 1982, A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis, Proceedings of the 1st International Modal Analysis Conference, pp. 110~116.
- (10) Craig, R. R. and Bampton, M. C. C., 1968, Coupling of Substructures for Dynamic Analyses, AIAA journal, Vol. 6, No. 7, pp. 1313~1319.
- (11) Pascual, R., Golinval, J. C. and Razeto, M., 1997, A Frequency Domain Correlation Technique for Model Correlation and Updating, Proceedings of the International Modal Analysis Conference IMAC, pp. 587~592.
- (12) Maia, N. M. M. and Silva, J. M. M., 1998, Theoretical and Experimental Modal Analysis, Research Studies Press, Hertfordshire.
- (13) Bathe, K. J., 2006, Finite Element Procedures, 2nd Edition, Prentice Hall, Pearson Education, USA.
- (14) Kim, J. G., Park, Y. J., Lee, G. H. and Kim, D. N., 2017, A General Model Reduction with Primal Assembly in Structural Dynamics, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 324, pp. 1~28.
- (15) Guban, R. J., 1965, Reduction of Stiffness and Mass Matrices. AIAA Journal, Vol. 3, No. 2, p. 380.
- (16) Kim, J. G. and Lee, P. S., 2015, An Enhanced Craig-bampton Method, International Journal for Numerical Methods in Engineering, Vol. 103, No. 2, pp. 79~93.
- (17) Kim, S. M., Kim, J. G., Chae, S. W. and Park, K. C., 2019, A Strongly Coupled Model Reduction of Vibro-acoustic Interaction, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 347, pp. 495~516.

(18) Kim, S. M., Chae, S-W., Park, K. C. and Kim, J. G., 2019, Performance of Multiphysics Model Reduction of Vibro-acoustic Coupled Problem, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 4, pp. 500~510.

(19) Kim, J. G., Han, J. B., Lee, H. and Kim, S. S., 2018, Flexible Multibody Dynamics Using Coordinate Reduction Improved by Dynamic Correction, Multibody System Dynamics, Vol. 42, No. 4, pp. 411~429.

(20) Han, J. B., Kim, J. G. and Kim, S. S., 2019, An Efficient Formulation for Flexible Multibody Dynamics Using a Condensation of Deformation Coordinates, Multibody System Dynamics, Vol. 47, No. 3, pp. 293~316.



**Seungin Oh** received his B.S. degree in Department of Mechanical Engineering from Kyung Hee University in 2019. He is currently a M.S. candidate in mechanical engineering department at Kyung Hee University. His research interests include finite element model updating, virtual sensing and cyber physical system.



**Jai-Kyung Lee** received his B.S. and M.E. degrees in Computer Engineering from Ajou University in 1995 and 1997, respectively, and his Ph.D. in Computer Engineering from Chungnam National University in 2008. He is currently a Principal Researcher of Korea Institute of Machinery and Materials. His research interests include intelligent systems, monitoring and big data analytics of smart machines.



**Jin-Gyun Kim** received his B.S. and M.E. degrees in Civil Engineering from Korea University in 2008 and 2010, respectively, and his Ph.D. in ocean systems engineering from Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 2014. He worked as a senior researcher in Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM) from 2014 to 2017. He is currently an Assistant Professor of Kyung Hee University of Mechanical Engineering.

# 캡스트럼 분석을 이용한 교량 케이블의 신속한 기본진동수 추출

## Fast Extraction of Fundamental Frequencies of Bridge's Stay Cables using Cepstral Analysis

박 종 칠<sup>†</sup> · 조 준 상<sup>\*</sup>  
Jong-Chil Park<sup>†</sup> and Jun-Sang Cho<sup>\*</sup>

(Received February 21, 2020 ; Revised March 23, 2020 ; Accepted March 24, 2020)

**Key Words :** Cable-stayed Bridge(사장교), Stay Cable(케이블), Natural Frequency(고유진동수), Cepstral Analysis(캡스트럼 분석), Structural Health Monitoring(구조건전성모니터링)

### ABSTRACT

Stay cables are the most critical structural elements in cable-stayed bridges. The cable tension and variation play a key role in regular inspection and routine maintenance of bridges. To monitor and evaluate cable tension forces, ambient or experimental vibration measurements are widely used in bridge engineering. Vibration-based measurement methods use a mathematical relationship between the cable tension and one or more natural frequencies. Therefore, it is important to extract the fundamental frequency of each stay cable accurately and quickly. In this paper, an improved cepstral analysis approach based on the power spectrum density of acceleration records is proposed to identify a cable's fundamental frequency. The accuracy and reliability of this approach is verified using cable vibration signals obtained from the structural health monitoring system of a cable-stayed bridge.

## 1. 서 론

현대 사장교(cable-stayed bridge)는 수십 개 내지 수백 개의 경사지게 설치되는 케이블(multi stay cables)로 지지되는 교량 형식이다. 따라서 케이블은 매우 중요한 구조 부재로 간주되며, 케이블의 장력 확인은 정기적인 안전점검 및 진단에서뿐만 아니라 일상 교량관리 시에도 주요 관심항목이다. 케이블 장력 측정은 인장 시험(lift-off test)이나 하중계(load cell)에 의한 직접적인 측정방법과 진동 신호를 이용하는 간접적인 추정방법이 있다. 직접법은 현장 설치가 어

렵고 측정비용이 상대적으로 높아 실제 활용은 적은 편이며, 가속도계와 같은 센서를 이용하는 간접법(이하 진동법)은 설치가 비교적 쉽고 측정이 간편하여 국내외 대부분 사장교에서 널리 활용되고 있다<sup>(1)</sup>. 또한, 센서로부터 교량의 상태 및 구조적 안전성을 평가하는 구조건전성모니터링시스템(structural health monitoring system)에 적용할 경우, 준 실시간 상시 및 장기간 저장된 케이블 장력을 확인할 수 있는 장점이 있다<sup>(2)</sup>.

진동법은 케이블 진동 신호로부터 추출된 고유진동수를 운동 방정식으로부터 전개한 관계식에 대입하여 장력을 추정(estimation)하는 방법이다. 따라서 주파수

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Korea Expressway Corporation Research Institute, Principle Researcher  
E-mail : pjseven@ex.co.kr

<sup>\*</sup> Korea Expressway Corporation Research Institute, Researcher

<sup>#</sup> A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Hong Seok Yang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

영역에서 고유진동수에 해당하는 다수 첨두값(peaks)이 뚜렷하게 나타나야 정확한 장력을 계산할 수 있다. 실제 교량 케이블에서는 접근이 용이한 보강거더(stiffening girder) 정착단에 가깝게 케이블 보호재 표면에 센서를 설치하며, 현장에서 직접 가진하는 것은 물리적으로 어렵기 때문에 상시 진동(ambient vibration) 신호를 수집 분석하는 것이 일반적이다. 이로 인해 진동 크기가 작고 노이즈가 섞이게 되며, 바람, 온도, 주행 차량과 같은 외부 하중 효과에 의해 영향을 받게 되어 주파수 영역에서 고유진동수를 추출하는 과정이 쉽지 않다. 신뢰할만한 케이블 장력 산정을 위해서는 적게는 5개 ~ 10개<sup>(3)</sup>로부터 많게는 20개 ~ 30개<sup>(4)</sup>의 고유진동수를 추출해야 하는데 만약 측정할 케이블의 수량과 측정횟수가 많아지게 되면 진동 모드별 고유진동수를 모두 추출하는데 적지 않은 시간과 노력이 요구된다.

이 연구에서는 켈스트럼 분석(cepstral analysis)<sup>(5)</sup> 기법을 활용하여 이러한 한계점을 개선하고자 하였다. 켈스트럼(cepstrum)은 회전하는 기계류나 음성 인식처럼 주파수 영역에서 주기적으로 나타나는 조화성분(harmonics)의 특성(주기성, 결함 등)을 분석하는데 주로 다뤄졌다<sup>(6-8)</sup>. 마찬가지로 주파수 영역에서 케이블의 고유진동수가 형태적으로는 주기성을 보이기 때문에 이를 하나의 조화성분이라고 가정한다면 케이블 장력 산정과정에 켈스트럼 분석을 적용할 수 있다고 판단하였다. 켈스트럼 분석을 통해 주기성을 찾고 그 역수를 취하면 자연스럽게 진동수가 되므로 진동 모드별 고유진동수를 일일이 찾는 번거로움을 줄일 수 있고 기본진동수(fundamental frequency)를 빠르게 자동 추출하는 프로그램 작업이 수월해질 수 있다. 또한, 켈스트럼 분석 시 노이즈나 외부 하중에 의한 영향 성분을 적절히 제거하는 스펙트럼 데이터 전처리 기법을 제시하여 기본진동수 추출의 정확도를 높이고자 하였다.

## 2. 이론적 배경

### 2.1 케이블 장력 산정

케이블의 처짐 효과(sag effect)는 무시하고 휨강성(bending stiffness)은 고려한 케이블 운동 방정식은 식(1)과 같이 표현되며, 양단 힌지의 경계조건을 적용하여 방정식의 해를 구하면 식(2)와 같이 표현된다<sup>(9)</sup>.

$$m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} - T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = 0 \tag{1}$$

$$\left(\frac{f_n}{n}\right)^2 = \frac{EI\pi^2}{4mL^4} n^2 + \frac{T}{4mL^2} = an^2 + b \tag{2}$$

여기서  $m$ 은 케이블의 단위길이당 질량,  $EI$ 는 케이블의 휨강성,  $T$ 는 케이블의 장력,  $L$ 은 케이블의 길이,  $n$ 은 케이블의 진동 모드차수,  $f_n$ 은  $n$ 차 고유진동수를 의미한다.  $f_n/n$ 은 기본진동수  $f_0$ 으로 정의하기로 한다. 한편 측정된 모드별 고유진동수에 대해서  $n^2$ 을  $x$ 축으로 하고  $(f_n/n)^2$ 을  $y$ 축으로 하여 그 값을 도시하면 1차 선형 회귀식( $y = ax + b$ )으로 상관관계를 표현할 수 있다. 이 회귀식의 기울기와  $y$ 절편은 식(2)에서 각각 변수  $a$ 와  $b$ 를 의미하며, 구해진  $b$ 로부터  $T$ 는 다음 식(3)과 같이 산정된다.

$$T = 4mL^2b \tag{3}$$

식(3)에 의한 산정법은 신뢰할만한 선형 회귀모델을 만들기 위해서 다수의 진동 모드를 사용하는 방법으로써 다중모드 산정식으로 불린다.

보다 간략한 산정방법으로써 케이블의 처짐 효과와 휨강성을 모두 고려하지 않은 조건에서 충분히 길고 가느다란 케이블에 대해 현 이론(taut string theory)에 적용하면 다음 식(4)와 같이 고유진동수와 케이블 장력의 관계를 얻을 수 있다.

$$f_n = \frac{n}{2L} \sqrt{\frac{T}{m}} \tag{4}$$

한편 Ahn, S. S. et al.<sup>(10)</sup>은 Irvine<sup>(11)</sup>의 케이블 선형 이론에 케이블의 휨강성을 포함한 고유진동수 변화에 영향을 미치는 케이블의 처짐, 감쇠 및 댐퍼 강성을 모두 고려할 수 있는 정밀 산정식을 제시하였다. 케이블 처짐 효과는 1차 고유진동수( $f_1$ )에 가장 큰 영향을 주게 되며, Ahn, S. S. et al.이 제시한 식에서 처짐, 감쇠, 댐퍼 강성을 무시하면 식(2)와 같아진다. 따라서 복잡한 정밀 산정식보다는 실용적 측면에서 다중모드 산정식이나 현 이론 산정식이 보다 많이 활용되고 있다. 대신에 케이블 처짐 효과의 영향이 큰  $f_1$ 은 배제하고 나머지 진동 모드( $f_2, f_3, \dots$ )을 이용하여 비선형성을 최소화하는 방식을 취한다.

### 2.2 켈스트럼 분석

켈스트럼은 임의의 주어진 신호에 대해 푸리에 변

환(Fourier transform)을 수행하여 스펙트럼을 구하고 이 스펙트럼의 로그값에 역 푸리에 변환(inverse Fourier transform)을 수행한 결과이다. 이러한 의미를 담아 ‘spectrum’에서 첫음절 ‘spec’을 ‘ceps’로 뒤집어 용어를 정의했다. 캡스트럼은 복소(complex), 실(real), 파워(power) 캡스트럼으로 구분할 수 있으며, 시간 영역에서의 신호  $x(t)$ 의 푸리에변환을  $F\{x(t)\}$ 라고 하면 파워 캡스트럼은 다음 식 (5)와 같이 표현된다.

$$C_p(\tau) = |F^{-1}\{\log(|F\{x(t)\}|^2)\}|^2 \tag{5}$$

여기서  $F^{-1}$ 는 역푸리에변환을 의미한다. 이처럼  $C_p(\tau)$ 는 신호  $x(t)$ 의 시간 영역에 대응하는 영역으로의 변환이며, 시간 축의 독립변수는 ‘frequency’의 일부 문자의 순서를 바꾸어 ‘quefrequency’라고 부르며 시간의 차원을 갖는다. 비슷한 방식으로 ‘harmonics’를 ‘rahmonics’로 ‘filter’를 ‘lifter’로 ‘magnitude’를 ‘gamnitude’ 등으로 대응한다. 이 변환은 신호에 내재된 주기성에 관한 정보를 쉽게 표현하는 장점이 있어서 일정한 시간 간격으로 반복되는 주기를 결정하는데 널리 이용되고 있다. 캡스트럼에서 나타나는 rahmonics 중에서 첫 번째로 크게 나타나는 첨두(first rahmonic peak)가 fundamental quefrequency에 해당하며, 그 역수를 취하면 신호  $x(t)$ 의 기본진동수가 된다. 전반적인 캡스트럼 분석 절차와 예시(7)를 간략히 도시하면 Fig. 1과 같다.

### 3. 케이블 진동 신호 분석

#### 3.1 대상 케이블

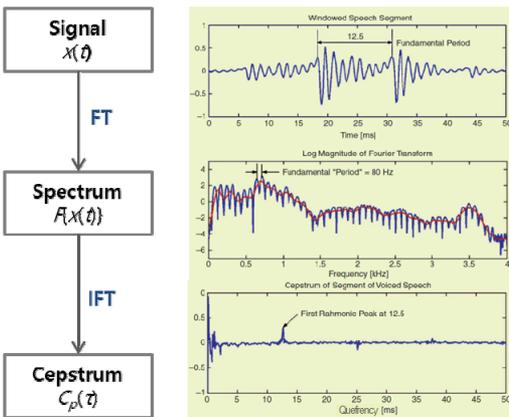


Fig. 1 Illustrated procedure of cepstral analysis

진동 신호 분석에 사용된 케이블은 고속도로 사장교 구간에 설치된 것이다. Fig. 2와 같이 사장교 보강거더는 5경간 연속(60 + 200 + 470 + 200 + 60 = 990 m)이며, 케이블은 두 개의 H형 주탑을 중심으로 마치 부채꼴 모양으로 배치되어 주탑과 보강거더를 서로 연결한다. 케이블은 상·하행측 각각 18개/면 × 4면으로 총 144개로 구성되어 있으며, 길이는 54 m ~ 247 m에 이른다. 케이블 한 개는 37 가닥 ~ 91 가닥의 강연선(strands) 다발로 구성되며, 지름 18 cm ~ 28 cm 크기의 고밀도 폴리에틸렌(HDPE) 보호관 내에 삽입되어 있다. Fig. 2에 표시한 것처럼 교량 SHMS의 일부로 총 24개의 가속도계가 상·하행측 케이블 보호관 표면에 영구 부착되어 있으며, 상시 진동 신호는 100 Hz로 실시간 수집되어 매 10분 간격으로 데이터 처리 후 저장되고 있다. 참고로 케이블 표기는 상행은 U, 하행은 D로 구분하며, 좌측에서 우측으로 순서대로 1부터 72까지 번호를 부여하였다.

#### 3.2 고유진동수 추출 시 문제점

식 (2)나 식 (4)와 같이 진동법으로 케이블 장력을 산정하기 위해서는 주파수 영역에서  $n$ 과  $f_n$ 에 해당하는 첨두 추출(peak-picking)을 정확히 해야 한다. 하지만 공용 중인 장대교량에서는 가진 방식이 아닌 미소한 상시 진동 신호로부터 만들어진 파워 스펙트럼의 특질이 좋지 않으면 첨두값들을 추출하기가 쉽지 않다. 이로 인해 저주파 대역에서 어떤 첨두가  $f_1$ 인지 어떤 첨두가  $f_2$ 인지를 결정하거나, 고주파 대역에서  $f_n=x$ 가 몇 번째 진동 모드차수에 해당하는지 구분하기 어려운 사례가 발생한다.

실제로 교량에서는 케이블의 유효길이가 충분히 길어서 케이블 기본진동수는 대체로 낮은 주파수 대역에 속한다. 또한 케이블은 주탑과 보강거더를 연결

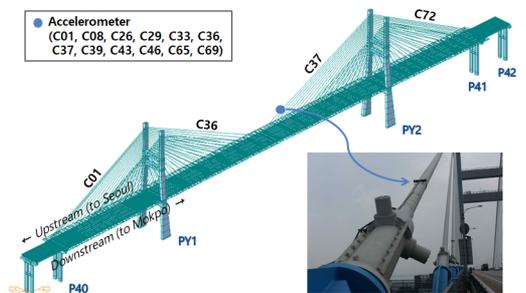


Fig. 2 3-D bridge shape and accelerometer layout

하는 부재이기 때문에 Fig. 3과 같이 저주파 대역에서는 이들 구조계의 고유진동수와 일부 커플링 (coupling) 되기도 한다. 고주파 대역에서는 Fig. 4와 같이 주행 차량이나 바람 등에 의한 영향이 포함되어 침두가 명확히 구별되지 않기도 한다. 이 외에도 센서 고장, 노이즈, 신호처리 누설오차 등도 침두 추출

에 영향을 끼친다.

한편 케이블 장력은 부재 온도 상승과 하강, 활하중 증가, 구조계 변화 등으로 인해 시간에 따라 변할 수 있다. Fig. 5는 케이블 길이가 매우 긴 C01U와 C01D의 연간 일평균 케이블 장력을 나타낸 것으로 일, 계절에 따른 온도 변화로 인해 장력이 변하는 것

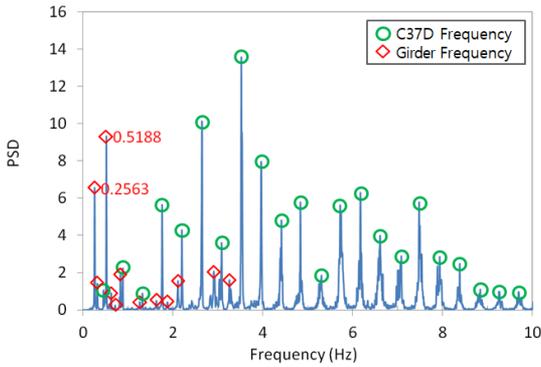


Fig. 3 Cable frequencies coupled with natural frequencies of girder

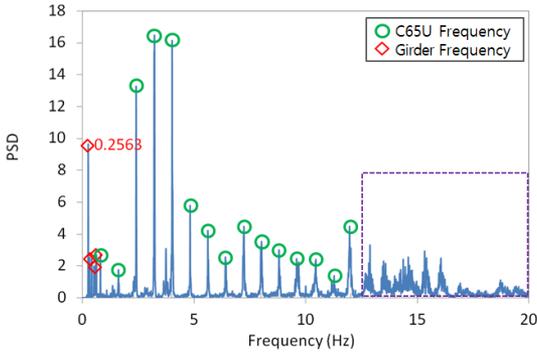


Fig. 4 Cable frequencies mixed with traffic loads, strong winds, and etc.

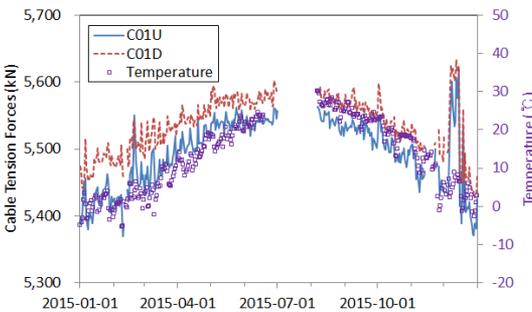
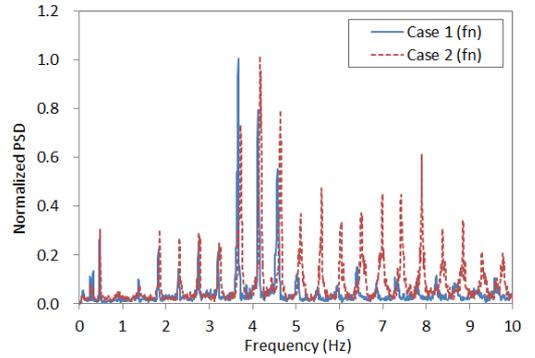
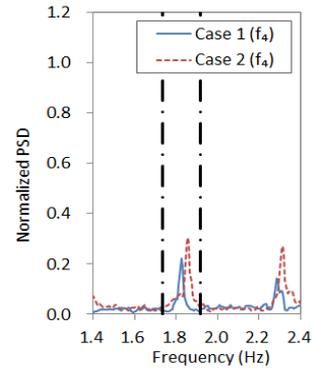


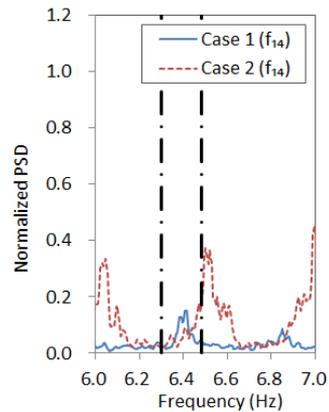
Fig. 5 Yearly variations of cable tension forces



(a)  $f_n$



(b)  $f_4$



(c)  $f_{14}$

Fig. 6 Load-deflection measurements for representative wire mesh mount prototypes

을 볼 수 있다. Fig. 5에서 2015년 12월에는 일시적인 장력 증가 현상이 눈에 띄는데, 이는 온도 변화로 인한 것이 아니라 12월 3일 케이블 낙뢰·화재 사고로 C72D가 끊어지는 구조계 변화로 인해 전체 케이블 장력에 변화가 발생했기 때문이다.

이처럼 케이블 장력이 변한다는 것은 같은 의미로  $f_n$ 과  $f_0$ 이 달라진다는 것을 말한다. Fig. 6(a)는 2019년 3월 온도가 10.0 °C로 낮았을 때(case 1)와 같은 해 7월 온도가 30.3 °C로 높았을 때(case 2) 측정된 C01D의 파워 스펙트럼을 나타낸 것이다. 온도차 영향으로 인해  $f_n$ 이 서로 다르게 나타나는 것을 알 수 있으며, case 1의  $f_0$ 는 0.4566 Hz, case 2의  $f_0$ 는 0.4673 Hz로 계산되었다.

다수의 장대교량에 구축된 SHMS은  $f_n$ 을 자동 추출하는 과정에서, 프로그램은 이미 알려져 입력된 케이블의 기본진동수( $f_0^*$ ) 및 고유진동수( $f_n^* = n \times f_0^*$ ,  $n = 1, \dots, m$ )를 기준으로 좌우 일정 간격 내에서 첨두값을 찾는 방식으로 구현되어 있다. 만약 측정된  $f_0$ 이  $f_0^*$ 와 같거나 변화가 크지 않다면 주어진  $m \times f_0^*$  주변에서  $f_m$ 의 첨두값을 정확히 찾을 수 있다. 하지만 Fig. 6(a)처럼 온도 변화로 인해  $f_0$ 가 유의미하게 변하는 경우, Fig. 6(b)에서 case 1과 case 2 모두 정해진 구간 내에서 저차모드인  $f_4$ 의 첨두값을 찾지만, Fig. 6(c)에서 case 2는 정해진 구간 내에서 고차모드인  $f_{14}$ 의 첨두값을 찾지 못하거나 비정상 값을 추출하는 오류가 발생한다.

결과적으로 정리하면 Fig. 3, Fig. 4 및 Fig. 6에서 알 수 있듯이 외부로부터의 저주파 및 고주파 성분의 영향과 함께 케이블 장력 자체가 변하기 때문에  $f_n$ 과  $f_0$ 을 관리자가 수동으로 찾거나 자동으로 추출하는 프로그램을 만드는 것이 쉽지 않다. 더구나 이 연구의 대상교량처럼 측정해야 할 케이블의 수량이 많고, 측정횟수와 분석할 모드의 갯수가 증가할수록 하나하나 첨두값을 찾는 것은 상당한 시간과 노력이 필요하다.

### 3.3 켈스트럼을 이용한 개선

앞서 Fig. 6(a)의 주파수 영역 스펙트럼에서  $f_0$  간격으로 규칙적으로 케이블 고유진동수가 나타나는데 이는 일종의 조화성분으로 간주할 수 있다. 따라서 이 연구에서는 케이블 처짐 효과가 큰  $f_1$ 을 제외한 다른  $f_n$ 은 주파수 영역에서 주기성을 갖는다고 가정하여  $f_0$ 을 찾는데 켈스트럼 분석을 이용하였다. 이렇

게 경우  $n(n = 1, \dots, m)$ 에 해당하는  $f_n$ 을 수동으로 찾고  $f_0$ 을 따로 계산하지 않아도 되므로 3.2절에서 제기된 문제점을 개선하면서 계산시간 단축과 함께 자동화가 가능하다. 역으로 켈스트럼 분석을 통해 구해진  $f_0$ 을  $f_0^*$ 으로 활용하면 Fig. 6(c)에 나타난 문제점도 개선된다. 한편 2.2절에서 설명한 것처럼 켈스트럼에서 첫 번째로 가장 크게 나타나는 첨두가 fundamental quefrequency(이하 기본주기( $T_{f_0}$ )로 표기)를 의미한다. 따라서 이 연구에서는 켈스트럼에서 보다 뚜렷하고 명확히 구분되는  $T_{f_0}$ 을 얻기 위해 스펙트럼 데이터 전처리 과정을 제시하였다.

첫 번째로 외부로부터의 저주파 성분 영향을 최소화하기 위해 0 Hz부터  $3 \times f_0^*$  Hz까지는 0으로 대체하였다. 이를 통해 케이블 처짐 효과가 반영된  $f_1$ 과 구조계의 고유진동수의 효과는 상당수 제거된다.

두 번째로 외부 고주파 성분 영향을 줄이기 위해  $20 \times f_0^*$  Hz 대역 이상은 0으로 대체하였다. 이를 통해 스펙트럼에서 케이블 진동에 의한 조화성분만이 강조된다.

세 번째로 대역통과 lifter를 사용하여 노이즈 영향은 줄이면서 관심 quefrequency 영역만 통과되도록 하였다. Mordini, A. et al.<sup>(12)</sup>은 많은 사장교 케이블의 고유진동수에 대한 실측 데이터베이스를 만들어 케이블 길이에 따른 1차 고유진동수 추세식을 다음 식 (6)과 같이 제시하였다.

$$f_1 = 90.07L^{-0.96} \tag{6}$$

사장교 케이블 길이가 통상 35 m ~ 350 m 범위에서 가설되는 것을 감안하면 케이블의 첫 번째 고유진동수는 0.3 Hz ~ 3.0 Hz 범위에 해당한다. 이를 반영하여 대역통과 lifter를 설계하였다.

네 번째로 켈스트럼은 스펙트럼의 스펙트럼을 다루기 때문에 quefrequency 분해능(resolution)  $dT_f$ 가 중요하다. 만약  $dT_f$ 가 0.01 s이고 길이가 긴 케이블의  $T_{f_{0,L}}$ 가 2.00 s ( $f_{0,L} = 0.5$  Hz), 길이가 짧은 케이블의  $T_{f_{0,S}}$ 가 0.50 s ( $f_{0,S} = 2.0$  Hz)라고 가정할 때,  $dT_f$  만큼 첨두 간격이 달라지면 기본진동수 계산에 다음 식 (7)과 식 (8)과 같은 오차가 발생된다.

$$error(f_{0,L}) = \frac{\left(\frac{1}{2.00} - \frac{1}{2.01}\right)}{\left(\frac{1}{2.00}\right)} \times 100 = 0.5\% \tag{7}$$

$$error(f_{0,s}) = \frac{\left(\frac{1}{0.50} - \frac{1}{0.51}\right)}{\left(\frac{1}{0.50}\right)} \times 100 = 2.0\% \quad (8)$$

즉, 주기가 작고 길이가 짧은 케이블의 오차가 크게 된다. 따라서 정확도 향상을 위해서는 quefrequency의 분해능을 높이는 것이 필요하다. 이를 위해 제로 패딩(zero padding) 기법을 적용하였으며, 캡스트럼 분석 전 단계인 스펙트럼 분석 시 사용된 데이터 수인  $2^N$ 의 2배( $2^{N+1}$ )까지 0을 추가로 붙여넣었다.

### 3.4 적용 및 검증

케이블 가속도 신호는 Fig. 7과 같이 100 Hz 샘플링으로 10분간 수집된 데이터를 사용하였다. 먼저 이산 푸리에 변환(DFT) 데이터 수는  $2^{14}$ 를 적용하고 3차 Butterworth 대역통과 필터 및 Hanning 윈도우를 사용한 스펙트럼 분석을 수행하여 Fig. 8과 같은 주파

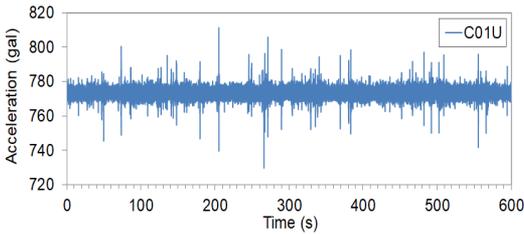


Fig. 7 Time history of cable acceleration

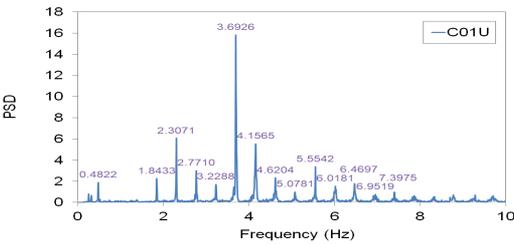


Fig. 8 PSD of cable acceleration

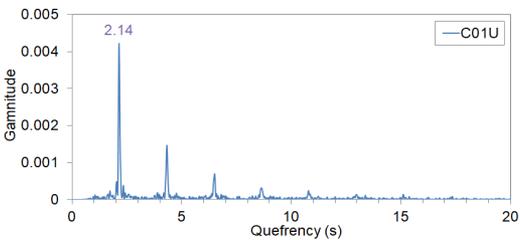


Fig. 9 Cepstrum of cable acceleration

수 성분을 얻었다. 다음 단계로 3.3 절의 스펙트럼 데이터 전처리 과정을 거친 후, 캡스트럼 분석을 수행하여 Fig. 9와 같은 시간 영역의 결과를 얻었다. 스펙트럼 데이터 전처리를 통해 첨두값이 보다 명확히 구

Table 1 Comparison of fundamental frequencies

Cable no.	[Method 1] $f_0$ (Hz) by peak-picking		[Method 2] $f_0$ (Hz) by proposed cepstral analysis					
	Test in 2001	Test in 2011	Test in 2019					
			09-06 15:00	09-06 15:00	09-07 00:10	09-07 13:00	09-07 18:00	09-08 13:00
C01U	0.466	0.462	0.463	0.467	0.467	0.467	0.467	0.467
C01D	0.466	0.461	0.462	0.467	0.467	0.467	0.467	0.467
C08U	0.821	0.823	0.817	0.833	0.820	0.807	0.807	0.820
C08D	0.814	0.813	0.806	0.820	0.807	0.794	0.794	0.820
C26U	0.910	0.917	0.923	0.926	0.909	0.909	0.909	0.926
C26D	0.924	0.936	0.933	0.943	0.926	0.926	0.926	0.943
C29U	0.749	0.750	0.747	0.758	0.746	0.746	0.735	0.746
C29D	0.759	0.765	-	-	-	-	-	-
C33U	0.639	0.636	-	-	-	-	-	-
C33D	0.626	0.627	0.622	0.633	0.625	0.617	0.625	0.625
C36U	0.453	0.453	0.453	0.459	0.455	0.455	0.455	0.459
C36D	0.446	0.445	0.441	0.446	0.446	0.443	0.443	0.446
C37U	0.449	0.448	0.445	0.446	0.446	0.446	0.443	0.446
C37D	0.445	0.442	0.442	0.446	0.446	0.446	0.443	0.446
C39U	0.601	0.597	0.596	0.602	0.595	0.602	0.588	0.595
C39D	0.599	0.597	0.596	0.602	0.595	0.595	0.588	0.595
C43U	0.702	0.706	0.702	0.704	0.704	0.704	0.694	0.704
C43D	0.706	0.712	0.714	0.714	0.714	0.714	0.704	0.714
C46U	0.863	0.871	0.868	0.877	0.862	0.862	0.862	0.877
C46D	0.873	0.880	0.877	0.877	0.877	0.877	0.862	0.877
C65U	0.808	0.811	0.805	0.820	0.807	0.794	0.807	0.807
C65D	0.796	0.800	0.795	0.794	0.794	0.794	0.794	0.794
C69U	0.570	0.563	0.555	0.556	0.556	0.550	0.556	0.556
C69D	0.557	0.551	0.547	0.550	0.550	0.544	0.550	0.550
Total	14.64	14.66	14.61	14.74	14.61	14.56	14.52	14.68
Diff. ('19/'11)	-0.1%	-	-0.4%	0.5%	-0.3%	-0.7%	-1.0%	0.1%

Note: Accelerometers of C29D and C33U are malfunctioned and not included in the total.

분되며 0에 가까운 대역도 안정적인 것을 Fig. 9를 통해 알 수 있다. 첫 번째 첨두값  $T_{f_0}$ 가 2.14 s에서 나타나므로 C01U의  $f_0$ 는  $1/2.14 = 0.4673$  Hz인 것을 쉽게 알 수 있다.

이 연구에서 제시된 켈스트럼 분석 기법의 타당성을 검증하기 위해 2019년 9월 7일 태풍 링링(Ling Ling)이 대상교량 인근을 통과했던 시기를 전후로 수집된 총 24개 케이블의 가속도 신호를 대상으로 분석을 수행하였다. Table 1은 켈스트럼 방법(Method 2 – 제안 방법)과 함께 파워 스펙트럼에서 수동으로 직접 첨두값을 고르는 peak-picking 방법(Method 1 – 기존 방법)을 비교 정리한 것이다. 참고로 합(total) 분석오차는 2011년 정밀안전진단 분석 결과를 기준으로

설정하였다. 먼저 태풍이 영향을 미치지 전인 2019년 9월 6일 15:00 데이터 분석 결과를 보면 두 방법(Method 1, Method 2) 모두  $\pm 0.5\%$  범위에서 일치되게 기본진동수가 추출되어 켈스트럼 분석 기법이 유효한 방법임을 확인할 수 있었다. 이후 켈스트럼 분석 기법으로 태풍 영향 시작(9.7 00:10), 최근점(9.7 13:00), 영향 끝(9.7 18:00), 평상 시(9.8 13:00) 데이터를 신속하게 분석하였으며,  $\pm 1.0\%$  이내에서 기본진동수를 제대로 추출할 수 있었다. 태풍 전후로 케이블 기본진동수 변화가 크지 않았다는 점과 2001년부터 2019년까지 오차 변화도 크지 않았다는 점에서 케이블 장력은 건전한 상태로 유지되고 있다고 평가할 수 있다.

한편 켈스트럼 분석 기법을 교량 SHMS의 자동 분석 프로그램으로 사용 검토하기 위해 2019년 2월 28일부터 12월 31일까지 장기간 매일 03:00와 15:00에 수집된 케이블 가속도 신호를 대상으로 일괄처리 분석을 수행하였다. 대표적으로 Fig. 10 ~ Fig. 12는 C01D, C26D, C36D의 기본진동수 추출 결과를 도시한 것으로서 기본진동수가 정상적으로 추출되었음을 확인할 수 있다. C01D의  $f_0$ 은 Fig. 5와 마찬가지로 경향으로 온도에 선형 비례하며, C26D의  $f_0$ 은 온도에 선형 비례하나 그 영향이 크지 않으며, C36D의  $f_0$ 은 온도에 선형 반비례한다. 이는 온도하중에 대한 구조 해석 결과와도 일치하는 경향이다. 이처럼 장기 데이터의 분석 결과로부터 다양한 외적 영향이 반영된 조건에서도 켈스트럼 분석 기법이 매우 안정적으로 적용될 수 있음을 확인할 수 있었다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 사장교 케이블의 진동 신호로부터 케이블 장력 산정에 필요한 기본진동수( $f_0$ )를 비교적 빠르고 쉽게 추출하기 위해 켈스트럼 분석 기법을 적용하였다. 또한, 사장교 케이블의 기본진동수 추출에 최적화된 스펙트럼 데이터 전처리 기법을 제시하여 추출의 정확도를 높였다. 개선된 켈스트럼 방법을 이용하면 주파수 영역에서 케이블의 진동 모드차수( $n$ )에 해당하는 개별 고유진동수( $f_n$ )를 하나하나 번거롭게 찾지 않아도 되므로 분석시간이 상당히 절약되었으며, 자동화된 프로그래밍 구현이 가능하였다.

공용 중인 사장교의 SHMS에서 수집된 다양한 캐

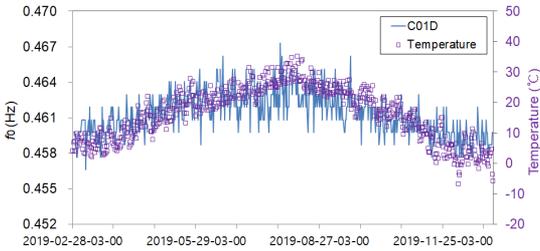


Fig. 10 Fundamental frequencies of C01D by cepstral analysis

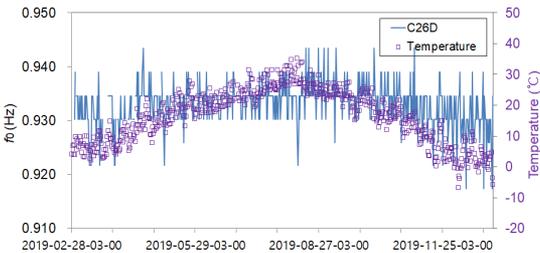


Fig. 11 Fundamental frequencies of C26D by cepstral analysis

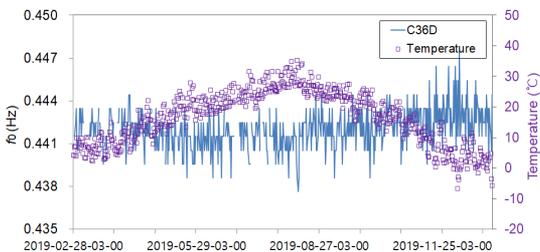


Fig. 12 Fundamental frequencies of C36D by cepstral analysis

이블 상시 진동 신호에 적용한 결과, 개선된 캡스트럼 방법을 통해 자동으로 추출된 기본진동수는 파워스펙트럼에서 수동으로 추출된 결과값과 잘 일치하였다. 또한, 온도, 바람, 활하중과 같은 다양한 외적 영향이 반영된 장기간의 가속도 데이터에도 적용한 결과, 왜곡없이 매우 안정적으로 기본진동수를 추출할 수 있음을 확인할 수 있었다.

## References

(1) Fang, Z. and Wang, J., 2012, Practical Formula for Cable Tension Estimation by Vibration Method, *Journal of Bridge Engineering*, Vol. 17, No. 1, pp. 161 ~ 164.

(2) Park, J. C., Park, C. M. and Song, P. Y., 2004, Evaluation of Structural Behaviors Using Full Scale Measurements on the Seo Hae Cable-stayed Bridge, *Journal of the Korean Society of Civil Engineers*, Vol. 24, No. 2A, pp. 249 ~ 257.

(3) Mack, T. and Geier, R., 2018, Methods for Fast and Reliable Determination of Damping and Tension Force of Stay Cables, *Proceedings of the 9th International Conference on Bridge Maintenance, Safety and Management*, Melbourne, Australia, pp. 2724 ~ 2731.

(4) Kim, B. H., Park, T., Shin, H. and Yoon, T. Y., 2007, A Comparative Study of the Tension Estimation Methods for Cable Supported Bridges, *International Journal of Steel Structures*, Vol. 7, No. 1, pp. 77 ~ 84.

(5) Bogert, B. P., Healy, M. J. R. and Tukey, J. W., 1963, The Queffreny Analysis of Time Series for Echoes: Cepstrum, Pseudo Autocovariance, Cross-cepstrum and Saphe Craking, *Proceedings of the Symposium on Time Series Analysis*, pp. 209 ~ 243.

(6) Randall, R. B., 2017, A History of Cepstrum Analysis and Its Application to Mechanical Problems, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 97, pp. 3~19.

(7) Oppenheim, A. V. and Schaffer, R. W., 2004,

*From Frequency to Queffreny: A History of the Cepstrum*, *IEEE Signal Processing Magazine*, Vol. 21, No. 5, pp. 95 ~ 106.

(8) Smith, S. W. and Campbell, J. E., 2002, Testing and Model Verification of the Maysville Kentucky Bridge Stay Cables, *Proceedings of the 20<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference*, Los Angeles, CA, USA, pp. 1050~1056.

(9) Kim, N. S. and Jeong, W., 2002, Evaluation of Tension Force of Stay Cables Using Vibration Method, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 12, No. 12, pp. 956 ~ 963.

(10) Ahn, S. S. and Cho, M. J., 2000, Study on Devices for Suppressing Vibration of Bridges, *Korea Highway Corporation*, Report No. HRC 00-30.

(11) Irvine, H. M., 1981, *Cable Structures*, The MIT Press, Cambridge, MA.

(12) Mordini, A., Savov, K. and Wenzel, H., 2008, Damage Detection on Stay Cables Using an Open Source-based Framework for Finite Element Model Updating, *Structural Health Monitoring*, Vol. 7, No. 2, pp. 91 ~ 102.



**Jong-Chil Park** received Ph.D. degree in Civil Engineering from Hanyang University. He works for the Korea Expressway Corporation Research Institute. His research is directed on bridge engineering with focus on structural health monitoring and cable-supported bridges' maintenance.



**Jun-Sang Cho** received Ph.D. degree in Civil Engineering from Suwon University. He works for the Korea Expressway Corporation Research Institute. His research interests are in the area of structural design and construction of long-span bridges.

# 유한요소해석을 이용한 중량충격원 종류 및 평가지표 별 바닥충격음 예측 정확도 검증

## Prediction of Heavy-weight Floor Impact Sound with Different Impact Sources and Indices using a Finite Element Method

김 태 민\*·양 홍 석†  
TaeMin Kim\* and Hong-Seok Yang†

(Received February 21, 2020 ; Revised March 11, 2020 ; Accepted March 16, 2020)

**Key Words :** Heavy-weight Floor Impact Sound(중량충격음), Numerical Analysis(전산해석), Frequency Response Function(주파수응답함수), Finite Element Method(유한요소법)

### ABSTRACT

In this study, we determined the reliability of the finite element method in predicting heavy-weight floor impact sounds after comparing the predicted and measured frequency response functions of vibration and acoustic sounds in full-scale houses. The heavy-weight impact source included a bang machine and rubber ball. For both vibration and acoustic modes, the predicted frequency response functions showed a similar amplitude as the measured ones. However, there was a small difference in their peak frequencies owing to the non-linear characteristics of concrete. The heavy-weight impact sound from the bang machine was predicted to have a 1 dB deviation when compared with the experimental results and a 2.1 dB deviation in total sound pressure level. The deviation between the experimental and simulation results for the rubber ball was 1 dB for impact sound and 0.5 dB in total sound pressure level. The maximum deviation at each frequency was 5 dB and 4 dB for the bang machine and rubber ball, respectively. Overall, the results indicate that the numerical analysis is useful for developing optimized structures to control heavy-weight floor impact sound with different impact sources and evaluation indices.

### 1. 서 론

공동주택은 세대 간 경계벽, 바닥구조 등 많은 부분을 이웃 세대와 공유하고 있기 때문에 소음 피해에 취약한 구조적 특성을 갖고 있다. 특히 상부 세대 충격에 의해 발생하는 바닥충격음은 층간소음 민원 중

가장 많은 비중을 차지하고 있으며, 최우선적으로 해결해야 할 사회적 과제이다<sup>(1)</sup>.

바닥충격음 저감을 위해 제도 개선<sup>(2)</sup>, 기술 개발 등 많은 연구가 진행 중에 있으나<sup>(3)</sup>, 다양한 설계·시공 변수 별 바닥충격음 저감 효과를 실험을 통해 검증하기에는 시간적, 경제적 측면에서 많은 한계점이 존재한다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 바닥충격음

† Corresponding Author ; Member, Land and Housing Institute, Korea Land and Housing Cooperation, Researcher  
E-mail : H.yang@lh.or.kr

\* Member, Land and Housing Institute, Korea Land and Housing Cooperation, Researcher

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

예측 연구가 대두되고 있으며, 충격원 종류에 따른 다양한 해석 기법이 적용 중이다<sup>(4,5)</sup>. 일반적으로 바닥충격을 예측하기 위해 유한요소법(finite element method, FEM), 통계적 에너지 해석법(statistical energy analysis, SEA), 경계요소법(boundary element method, BEM)이 이용되고 있으며, 중량충격음의 경우 유한요소법이, 경량충격음의 경우 통계적 에너지 해석법이 유용한 것으로 알려져 있다<sup>(6,7)</sup>.

바닥충격음 예측 시 해석 모델을 외란(noise)가 없는 선형 시스템(linear system)으로 가정하면 바닥충격음 발생 메커니즘을 입력신호(충격원), 주파수응답함수(해석모델), 출력신호(바닥충격음)로 정의할 수 있다. 주파수응답함수(frequency response function)란 입력신호에 대한 출력신호의 비로 정의되며, 주파수응답함수를 이용하는 경우 입력 변화에 따른 출력을 손쉽게 예측할 수 있는 장점이 존재한다. 선행연구에서는 실험적으로 바닥충격음 발생 과정의 주파수응답함수를 정의하여 충격원에 따른 바닥충격음을 예측하였으며, 신뢰성 있는 바닥충격음 예측 결과를 도출하였다<sup>(8)</sup>.

현재, 중량충격음에 대한 KS 평가방법은 뱀머신 또는 고무공 충격원을 이용하여 바닥충격음 레벨( $L_{i,Fmax}$ )을 측정 후, 바닥충격음 차단성능 단일수치( $L_{i,Fmax,AW}$ )로 평가하게 된다. 현재 국내 고시 상에서는 뱀머신을 이용한 결과에 대하여 등급화를 반영하고 있으나, 과도한 충격력 특성으로 인해 실제 거주자 행위 충격력에 의한 바닥충격음 차단성능과의 차이가 발생한다는 문제점이 지속적으로 제기되고 있다. 이에 대한 대안으로, ISO에서는 고무공을 표준 충격원으로 채택하여 중량충격음에 대한 차단성능 실험을 수행하고 있으나, 각 충격원 별 충격력 및 스펙트럼 차이로 인해 동일 바닥구조에 대한 차단성능 실험결과에서도 차이가 발생하는 것으로 보고되고 있다. 또한, 평가지표 변화에 따라 주관적 반응 차이를 보이고 있어, 설계단계에서 충격원 별 다양한 중량충격음 평가지표에 대한 예측을 통한 구조체 차음 대책 수립이 필수적이다.

이에, 이 연구에서는 바닥충격음 발생 메커니즘을 선형시스템의 주파수응답함수로 정의하여 유한요소 해석법을 활용한 바닥충격음 해석 결과의 신뢰성을 검증하였다. 벽식구조의 실증주택을 대상으로 연구를 진행하였으며, 바닥충격음 신뢰성 분석에 앞서 개별

적인 구조모델과 음향모델을 구성하여 진동, 음향 특성의 예측 정확도를 실험결과와 비교 분석하였다. 바닥충격음은 중량충격원인 뱀머신과 임팩트볼에 대해 측정 시험과 병행하여 예측을 수행하였으며, 중량충격음 평가지표에 따른 바닥충격음 예측 신뢰성을 검증하였다.

## 2. 배경 이론

### 2.1 에너지평형식을 이용한 바닥충격음 예측

Fig. 1과 같이 바닥 슬래브와 음향 공간으로 구성된 시스템에서 바닥 슬래브를 충격 가진시키면 하부 공간으로 소음이 발생하며, 여기서 에너지는 가진원(충격원) 에너지, 진동 에너지, 음향 에너지 순으로 변환된다. 에너지 변환 시 에너지 손실이 없다고 가정하면 에너지평형식(energy balance equation)을 적용하여 식 (1)과 같이 바닥충격음을 예측할 수 있다<sup>(9)</sup>.

$$L_n(\omega) = 10 \log \left( \frac{1.73(\rho_0 c_0)^2 \sigma_{rad} \tilde{F}^2}{p_{ref}^2 \rho^2 c_1 \omega \eta A} \right) \quad (1)$$

여기서,  $\rho_0$ 는 공기의 밀도( $\text{kg/m}^3$ ),  $c_0$ 는 공기의 음속( $\text{m/s}$ ),  $\sigma_{rad}$ 는 바닥 슬래브의 방사효율,  $\omega$ 는 진동수( $\omega = 2\pi f$ )( $\text{rad/s}$ ),  $c_1$ 는 바닥 슬래브의 종파 속도( $\text{m/s}$ ),  $\eta$ 는 바닥 슬래브의 손실계수,  $A$ 는 바닥 슬래브의 너비( $\text{m}^2$ ),  $F$ 는 가진력( $\text{N}$ )을 나타낸다.

일반적으로 바닥 슬래브로 전달되는 에너지를 저감시키기 위해 완충재를 이용한 절연기 형태의 방진 시스템을 적용하고 있으며<sup>(10,11)</sup>, 표준바닥구조<sup>(2)</sup>와 같

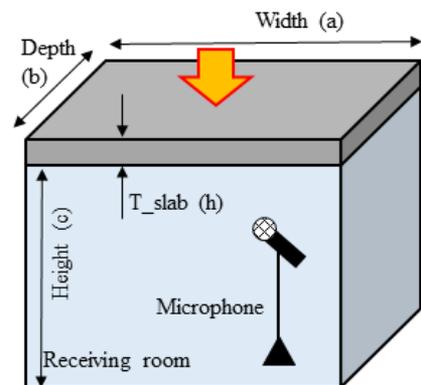


Fig. 1 Schematic diagram showing dimensional properties affecting floor impact sound

이 완충재와 상부층(경량기포 콘크리트, 모르타르)를 적층하는 경우 소음 저감 효과는 식 (2)와 같이 정의할 수 있다.

$$\Delta L_n(\omega) = 10 \log [2.3 c_{l,s} \eta_s h_s n' (\omega^3 / \omega_s^4)] \quad (2)$$

여기서,  $n'$ 은 단위 면적 당 마운트의 개수,  $\omega_s$ 은 완충재의 고유 진동수(rad/s),  $c_{l,s}$ 은 상부층의 종파속도(m/s),  $h_s$ 은 완충재 상부층의 두께(m)를 의미한다. 결과적으로 완충재 적용에 따른 바닥충격음 저감 효과는 식 (3)을 통해 이론적으로 계산할 수 있다.

$$\text{Floor Impact Noise} = L - \Delta L \quad (3)$$

### 2.2 유한한 시스템의 모드

유한(finite)한 크기의 시스템에서 동일한 크기의 진폭과 파장의 입사파와 반사파가 구조적 결합되는 경우 정재파(standing wave)가 생성되며 이를 모드(mode)라 한다. 여기서 정재파의 모양은 모드 형상(mode shape)이라 한다<sup>(12)</sup>.

일반적으로 구조물의 경우 진동 모드가 발생하는 주파수를 고유진동수(natural frequency)라 하며 균일한 재료로 구성된 유한한 직사각형 구조의 경우 이론적으로 식 (4)를 이용하여 진동 모드를 계산 할 수 있다<sup>(13)</sup>.

$$\omega^2 = \frac{\pi^4 D}{a^4 \rho} \left\{ G_x^4 + G_y^4 \left( \frac{a}{b} \right)^4 + 2 \left( \frac{a}{b} \right)^2 [\nu H_x H_y + (1 - \nu) J_x J_y] \right\} \quad (4)$$

**Table 1** Frequency coefficients in Eq. (4)

$G_x, G_y$	$H_x, H_y$	$J_x, J_y$
$m - \frac{1}{2}$	$\left(m - \frac{1}{2}\right)^2 \left[ 1 - \frac{2}{\left(m - \frac{1}{2}\right)\pi} \right]$	

$$D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \quad (5)$$

여기서  $D$ 는 굽힘 강성(bending stiffness)(N/m),  $a$ 는 장축의 길이(m),  $b$ 는 단축의 길이(m)를 나타내며,  $G, H, J$ 는 모드 차수  $m$ 에 대한 상수로 끝단이 완전구속(clamped)인 경계조건인 경우 Table 1에 정의된다. 음향 공간의 경우 음향 모드 또는 롬모드라 하며, 강체벽으로 둘러싸인 닫힌 공간의 경우 식 (6)을 이용하여 음향 모드를 계산할 수 있다. 여기서  $k_{lmn}^2$ 은 파수(wave number)를 나타내며,  $l, m, n$ 은 각 길이방향의 모드차수를 나타낸다<sup>(14)</sup>.

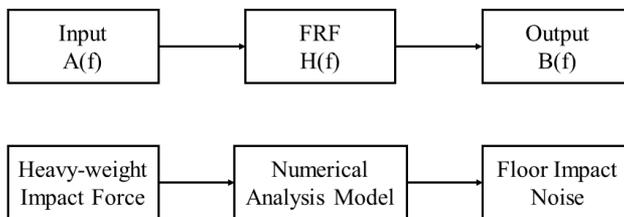
$$f_{lmn} = k_{lmn} \frac{c}{2\pi} \quad (6)$$

$$k_{lmn}^2 = \left( \frac{l\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{m\pi}{b} \right)^2 + \left( \frac{n\pi}{c} \right)^2 \quad (7)$$

### 2.3 주파수응답함수

Fig. 2와 같이 외란이 없는 선형시스템의 경우 주파수응답함수(frequency response function)  $H(f)$ 를 이용하여 입력신호  $A(f)$ 에 대한 출력신호  $B(f)$ 를 예측할 수 있다. 일반적으로 주파수응답함수는 시스템의 안정성 등을 평가하는데 이용되며, 적용 목적에 따라 전달함수(transfer function)로도 알려져 있다<sup>(15)</sup>.

바닥충격음의 경우 충격원을 입력신호, 충격음을 출력신호로 정의하면, 바닥충격음 발생의 모든 메커니즘이 주파수응답함수가 된다. 이러한 주파수응답함수의 특징을 이용하여 충격원에 따른 경량/중량 충격음을 신뢰성 있게 예측할 수 있으며<sup>(8)</sup>, 주파수응답함수를 세분화 하여 정의한다면 시스템 변화에 따른 효과를 분석할 수 있는 장점이 존재한다. 예를 들어, 바닥충격음 해석 시 해석 시간을 단축하기 위해 바닥적층 구조 모델만을 이용하여 충격원 에너지 저감 효과를 분석 후 맨슬라브 모델에 적용하여도 동일한 바



**Fig. 2** Frequency response function:  $H(f)$

다충격을 해석이 가능함을 의미한다<sup>(16)</sup>. 따라서 이러한 시스템의 선형성을 이용하여 바닥충격음 해석 모델을 분리 및 결합 적용 할 수 있다.

### 3. 구조 해석 모델의 신뢰성 검증

#### 3.1 바닥 슬래브의 진동 특성 측정

구조 해석 모델의 신뢰성을 검증하기 위해 대표적인 공동주택 평면인 전용면적 59 m<sup>2</sup>의 실증주택을 대상으로 연구를 수행하였다. 대상세대는 국토부 고시<sup>(2)</sup>에 의거하여 거실면적은 13.4 m<sup>2</sup>이며, 하부층 수층실 부피는 35.5 m<sup>3</sup>이다. 대상 세대의 바닥 슬래브 두께는 150 mm 로 구성되어 있으며, 완충재를 포함한 뜬바닥 구조가 설치되지 않은 맨슬래브 조건이다. 또한 하부층의 천정구조가 설치되지 않기 때문에 콘크리트 골조 구조만의 진동 특성을 분석 할 수 있도록 실험 조건을 구성하였다. 바닥 슬래브의 모드 테스트는 Fig. 3 과 같이 거실 공간을 대상으로 수행하였다.

바닥 슬래브의 진동 특성 분석은 임팩트 해머를 이용한 모드 테스트를 수행하였으며, 사용된 측정 장비는 Table 2에 정리하였다. 모드 테스트 측정 시 3개의

가속도계를 고정하고 임팩트 해머의 가진 위치를 이동하며 가속도 응답을 측정하였으며, 주파수 분석기의 분석 주파수는 1024 Hz까지 1 Hz 간격으로 주파수 분석을 할 수 있도록 설정하였다<sup>(17)</sup>.

Fig. 3과 같이 모드 테스트를 수행하기 위해 격자를 구성하였으며, 거실 공간 단축 방향의 3차 모드까지 분석할 수 있도록 격자의 크기를 약 50 cm로, 총 69 개의 격자를 구성하였다.

임팩트 해머의 팁은 고무팁을 이용하였으며, 본 실험의 경우 고무팁을 사용하면 재현성(coherence)이 약 300 Hz까지 0.9 이상으로 분석되었다<sup>(17)</sup>. 따라서 바닥 슬래브의 진동 특성 분석은 300 Hz까지 수행하였으며, Fig. 4는 모드 테스트를 이용하여 측정된 바닥 슬래브의 공간 평균 주파수응답함수를 나타낸다. 주파수 응답함수에서 피크(peak) 주파수와 위상(phase)을 이용하여 고유 진동수를 분석할 수 있으며, 100 Hz 이하 대역에서 분석된 바닥 슬래브 고유진동수를 Fig. 4와 같이 표시하였다. 이 연구 대상의 59 m<sup>2</sup>의 실증주택의 경우 1차 굽힘 모드는 25 Hz로 분석되었다.

#### 3.2 구조 해석모델 구성

바닥충격음 예측은 음향진동 해석 상용 소프트웨어

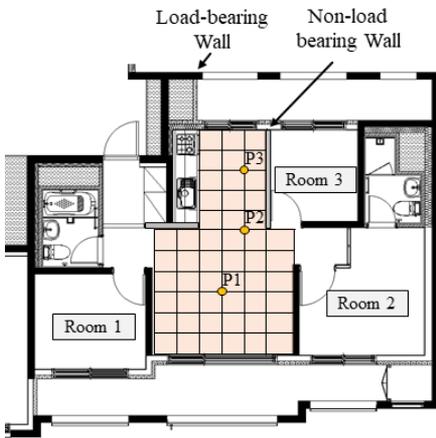


Fig. 3 Experimental set-up to measure vibration characteristic of floor structure

Table 2 Test equipment for modal test

Equipment	Model
Impact hammer	PCB, 086D50
Accelerometer	PCB, 352C33
FFT Analyzer	SIEMENS, SCADAS-Mobile

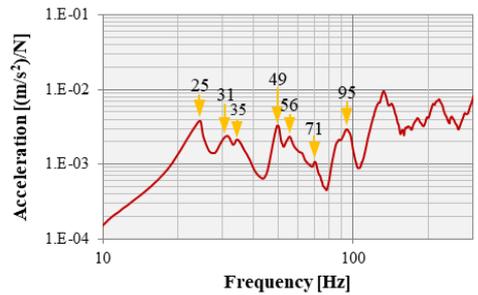


Fig. 4 Frequency response function of floor structure on the living room

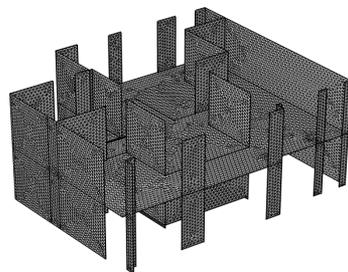


Fig. 5 Structural analysis model on COMSOL

어인 COMSOL Multiphysics 5.3a을 이용하였으며, Fig. 5는 메쉬 상태의 구조 해석모델을 나타낸다. 본 연구에서는 완충재가 설치되어 있지 않은 골조 상태를 대상으로 하기 때문에 효율적인 해석을 위해 슬래브와 벽을 판으로 가정하여 2D element의 triangular elements를 사용하여 모델을 구성하였다. 모드 테스트의 300 Hz 이하 주파수 대역의 측정 결과를 비교 분석 할 수 있기 때문에 구조 모델의 해석 주파수를 300 Hz까지 분석할 수 있도록 설정하였으며, 울타리 효과(fence effect)<sup>(15)</sup>에 의한 해석 오차를 방지하기 위해 최대 주파수 과장에 5개의 노드(node)가 구성되도록 하여 총 6041개의 element로 구성하였다.

해석 모델의 경계조건은 벽체 끝단에 고정조건을 입력하였으며, Table 3과 같이 철근 콘크리트 재료의 물성을 입력하였다.

### 3.3 구조 해석모델 검증

구조 해석 모델에 대한 검증은 Fig. 3의 거실 중앙 지점(P1)에 단위 하중 가진 조건에서 구조 해석을 수행하였다. Fig. 6은 가진 지점에서의 가속도 측정 결과와 해석 결과를 나타낸다.

측정 결과 대비 해석 결과의 응답의 크기는 유사하나, 피크 주파수에서 일치하지 않는 진동 모드들이 존재하였다. 이는 해석모델 구성 시 속도 의존성이

Table 3 Material property of structural model

Material	Property	Value
Concrete	Young's modulus	25 Gpa
	Density	2400 kg/m <sup>3</sup>
	Poisson's ratio	0.167
	Loss factor	0.008

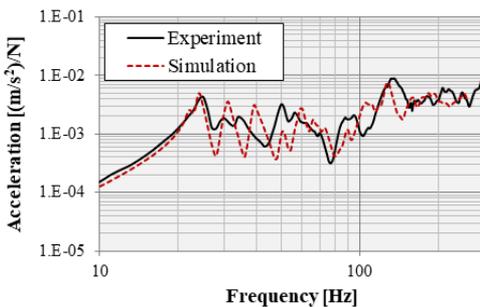


Fig. 6 Comparison of experimental and numerical results: narrow band

높은 비선형 재료의 콘크리트 물성을 선형 재료로 가정하였기 때문에<sup>(18)</sup> 급침 강성 변화에 의한 고유 진동수 차이가 발생된 것으로 판단된다. 따라서 콘크리트 재료의 주파수 대역 별 재료 물성을 입력한다면 보다 정확한 해석이 가능할 것으로 판단된다.

콘크리트 재료를 선형시스템으로 가정하는 경우 고유 진동수 차이를 분석하기 위해 추가적으로 고유치 해석을 통해 진동 모드를 분석하였다. 고유 진동수는 구조 해석모델은 고유치 해석(normal mode analysis)을 수행하였으며 바닥 슬래브의 고유 진동수를 분석하였다.

Fig. 7은 3차 모드까지의 모드 테스트와 고유치 해석의 모드 형상을 나타낸다. 그림과 같이 슬래브 진동은 내력벽에 의해 진동 특성이 결정되고 있으며, 비내력벽은 바닥 진동에 대해서는 영향도가 미비한 것을 확인할 수 있다. 유사한 주파수 대역에 진동 주파수가 존재하였으며, 모드 형상 또한 유사하게 분석되었다. 따라서 전산해석을 이용한 구조 진동 특성 분석 시 실제 구조물의 진동 거동과 유사한 결과를

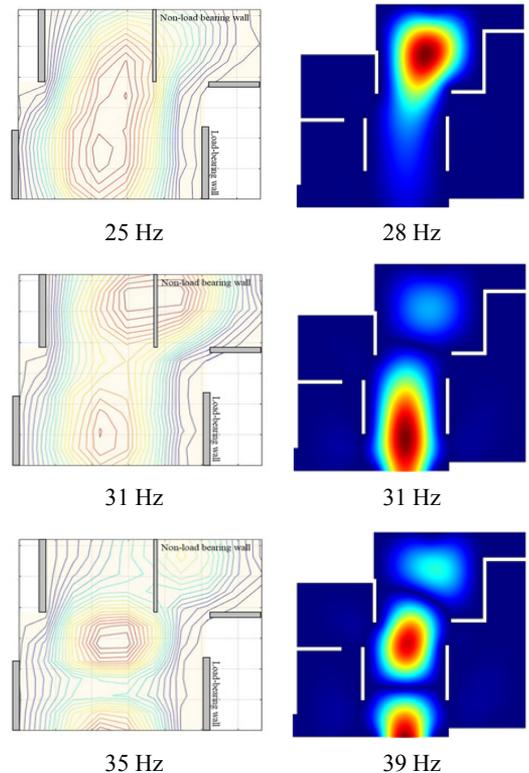


Fig. 7 Mode shape of floor structure(left: experimental results, right: numerical results)

도출할 수 있을 것으로 판단된다.

### 4. 음향 해석 모델의 신뢰성 검증

#### 4.1 음향 특성 분석

음향 특성 중 수음실의 구조 형상 및 표면 재료 특성에 의해 결정되는 음향 모드는 바닥충격음 발생 시 수음실의 음장 분포를 결정하며, 이는 수음 위치 별 소음도 차이를 의미한다<sup>(18,19)</sup>. 바닥충격음 측정 시 공간 내 평균 음압을 측정하기 위해 벽체에서 이격거리 750 mm 지점의 모서리 4지점과 공간 중앙 지점에 마이크로폰을 설치하고 있으며, 최소 750 mm 이격 지점에서 공간 내 평균 소음과 유사한 소음도를 측정할 수 있는 것으로 선행 연구의 결과가 존재한다<sup>(20)</sup>.

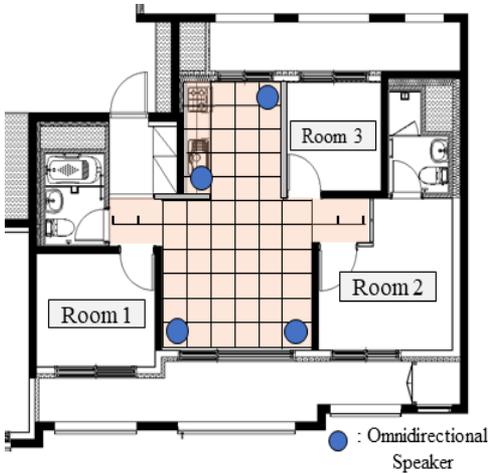


Fig. 8 Experimental set-up to measure acoustic characteristic of receiving room

하지만 Fig. 8과 같이 거실 공간이 주방과 통합된 형태의 거실에서 중량충격음을 측정하는 경우 음향 모드의 기여도가 높아지기 때문에 수음점 위치 별 소음도 차이가 발생한다. 따라서 경량충격음(1/1 옥타브 밴드, 125 Hz ~ 2000 Hz)에 비해 모드 밀도가 낮은 중량충격음(1/1 옥타브 밴드, 63 Hz ~ 500 Hz) 분석 시 음향 특성을 고려 할 필요가 있다. 이에, 수음실의 음향모드를 기준으로 해석모델의 신뢰성을 분석하였으며, 음향모드 측정은 ISO 3741를 이용하여 정상상태의 수음실 내 음장 분포를 측정하였다<sup>(21)</sup>.

Fig. 8과 같이 모드 테스트 격자와 동일하게 하부층에도 격자를 구성하였으며, 7개의 마이크로폰(GRAS, 146AE)을 이동하며 평균 소음을 측정하였다. 소음원 위치는 특정 모드의 영향을 최소화 하기 위해 그림과 같이 4개의 모서리 위치를 선정하여 실험을 수행하였으며, 무지향스피커(NTEC, OMNI 4)를 이용하여 수음실이 최대한 정상상태 조건을 만족하도록 구성하였다. 음원 위치 별 총 4가지 조건에서 실험을 수행하였으며, Fig. 9는 각 조건에 대한 산술 평균한 소음도 측정 결과를 나타낸다. Fig. 9에서 피크 주파수는 음향모드를 의미하며<sup>(18)</sup>, 100 Hz 이하의 음향 모드를 그림과 같이 표시하였다. 반면 100 Hz 이후 대역에서는 음향모드가 급격하게 증가하는 것을 확인 할 수 있다.

#### 4.2 음향모델 구축 및 모델 검증

수음실의 음향모델은 실제 음장을 최대한 구현할 수 있도록 Fig. 10과 같이 벽체를 기준으로 연결된 공간을 모두 모델링 하였으며, 벽체는 마감이 되어 있지 않기 때문에 콘크리트의 음향 임피던스를 입력하여 실제 수음실 음장 조건과 유사하게 구성하였다. 음향 공간은 공기로 설정하였으며, 입력된 물성은

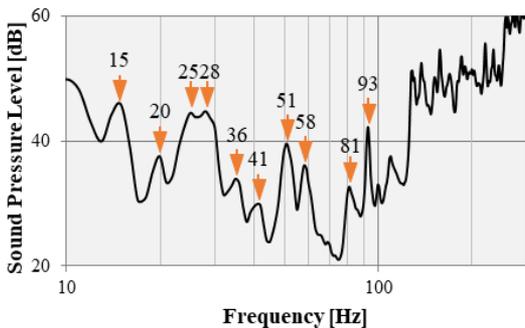


Fig. 9 Experimental result of acoustic characteristic in the living room

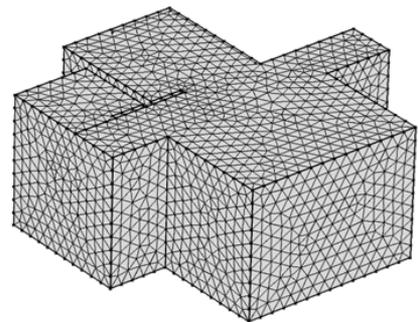


Fig. 10 Acoustic analysis model on COMSOL

Table 4에 정리하였다.

해석모델의 격자는 구조 해석모델과 동일하게 300 Hz 까지 분석할 수 있도록 격자의 크기를 구성하여, 총 18 041개의 tetrahedral elements를 사용하였다.

음원은 Fig. 8과 같이 위치시켜 4개의 모델을 구성하였으며, 스피커와 근접한 위치에서 측정된 음압을 스피커 출력으로 가정하여 해석 모델의 점음원으로 구성하였다. 해석 주파수는 중량충격음 평가 대역인 45 Hz부터 1 Hz 간격으로 해석을 수행하였다. Fig. 11은 점음원 발생 시 공간 평균의 소음도 해석 결과를 나타내며, 수음실 측정 결과와 함께 도시화 하였다. 그림과 같이 100 Hz 이하 대역에서 개별적인 모드 비교가 가능하며, 측정 결과 대비 유사한 해석 결과를 확인할 수 있다. 반면, 100 Hz 이후 주파수 대역에서는 모드 밀도가 높아지는 것을 확인할 수 있으며, 에너지 측면에서 측정 결과와 유사한 것을 확인할 수 있다.

음향 모드를 비교하기 위해 수음실 공간에 대해 고유치 해석을 수행하였으며, Fig. 12와 같이 음향 모드 측정 결과 대비 유사한 모드 형상 해석 결과를 확인할 수 있다. 거실 공간의 1차 음향 모드는 15 Hz, 2차 모드는 25 Hz로 분석되었으며, 거실 공간의 음장 분포를 결정하는 것은 거실 장축 방향의 axial mode인 2차 모드로 분석되었다<sup>(22)</sup>. 결과적으로 전산해석을 이

용하여 음향 해석 시 측정 결과 대비 유사한 해석 결과 도출이 가능할 것으로 판단된다.

### 5. 바닥충격음 예측 신뢰성 분석

#### 5.1 바닥충격음 해석 모델 구성 및 예측

구조와 음향 모델을 개별적으로 구성하여 진동 및 음향 특성 분석을 수행하였으며, 측정 결과 대비 유사한 해석 결과를 도출 할 수 있는 것으로 분석되었다. 따라서 검증된 두 모델을 결합하여 바닥충격음 예측 모델을 구성하였으며, 해석 모델 구축 시 구조물과 음향 공간의 공유 면에 에너지 교환이 발생할 수

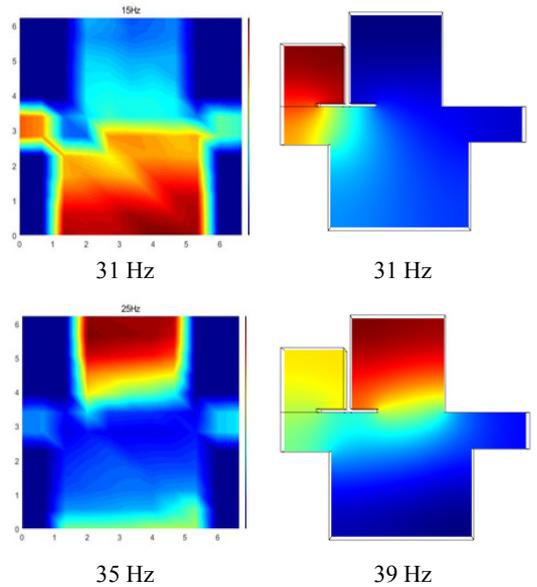


Fig. 12 Mode shape of acoustic cavity (left: experimental results, right: numerical results)

**Table 4** Material property of acoustic model

Material	Property	Value
Air	Sound speed	340 m/s
	Density	1.2 kg/m <sup>3</sup>
Concrete	Acoustic impedance boundary condition	8 160 000 kg/m <sup>2</sup> s

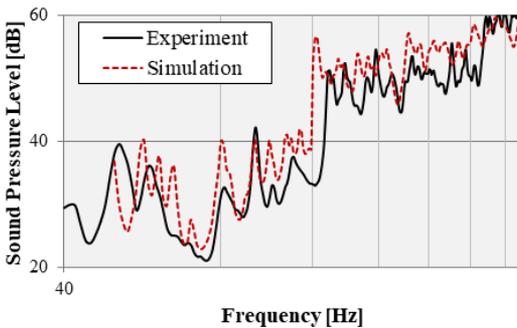


Fig. 11 Comparison of experimental and numerical results: narrow band

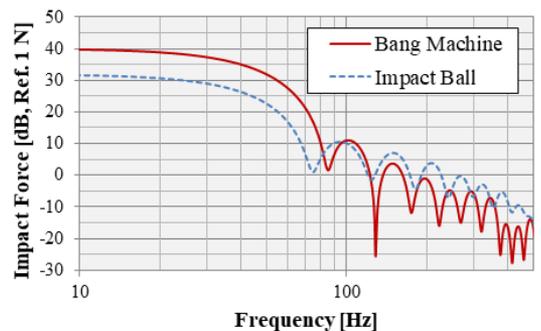


Fig. 13 Force spectrum of bang machine and rubber ball

있도록 COMSOL의 “Acoustic-Structure Interaction” 모듈을 이용 하여 바닥충격음 해석 모델을 구성하였다. 바닥충격음 예측 시 하중 조건은 Fig. 13의 뱅머신과 고무공의 가진력 스펙트럼을 이용하였으며, 1 Hz 간격의 narrow band로 710 Hz까지 해석을 수행하였다.

하중 조건은 바닥충격음 KSF 2810-1의 바닥충격음 측정 조건과 동일하게 5 지점에 하중 조건을 입력하였으며, 수음실 5 지점의 바닥충격음을 해석 결과를 산술평균하였다<sup>(2)</sup>. 해석 결과는 KSF 2863에 의거하여 1/3 옥타브 밴드로 변환하여 바닥충격음 측정 결과와 비교할 수 있도록 하였다.

5.2 바닥충격음 측정 및 신뢰성 분석

바닥충격음 해석 모델에 대한 신뢰성을 검증하기 위해 바닥충격음 해석 모델을 구성하였으며, 대상 실 증주택의 거실공간에서 중량충격원에 대한 바닥충격음을 측정하였다. 바닥충격음 측정은 KSF 2810-1에 의거하여 측정하였다. KSF 2810-1에서는 중량충격음 측정 시 각 주파수 별 최대 소음도를 측정하도록 규정하고 있으나, 이 연구에서는 충격원에 의한 오차를 최소화 하기 위해 충격원 30회 가진 시 평균 응답을 측정하여 해석 결과와 비교 분석하였다. Fig. 14는 바닥충격음 측정을 위해 설치된 측정 장비를 나타낸다. Fig. 15는 바닥충격음을 해석 및 측정 결과를 함께 도시화 하였다.

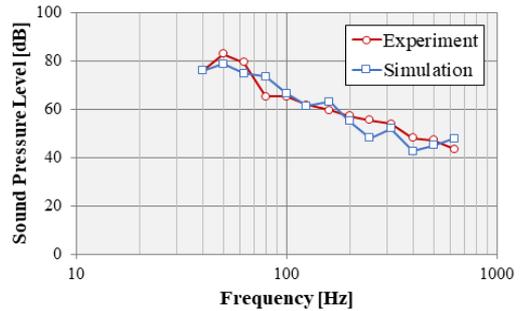
Fig. 15과 같이 유효요소법을 이용한 바닥충격음 해석 결과가 측정 결과와 비교하여 옥타브 별 소음도에서 뱅머신이 5 dB, 고무공이 4 dB 편차 범위 내에서 유사하게 분석되었으며, 충격원 변화에 따른 바닥충격음 변화 경향성 확인이 가능한 것을 알 수 있다.

Table 5는 중량충격음 해석 및 측정 결과에 대한

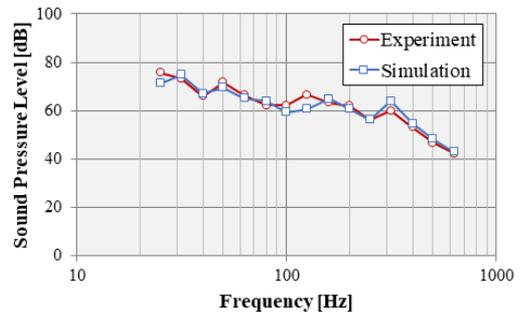


Fig. 14 View of test set-up

단일수치를 나타낸다. 현재, 국내 고시 상 중량충격음에 대한 단일수치 평가는 역A특성 가중 최대 음압레벨 ( $L_{i,Fmax,AW}$ )로 평가하고 있으며<sup>(23)</sup>, ISO에서는 평가 주파수 대역은 동일하나 측정결과에 A가중치 (A-weighting)를 적용한 후 전체 소음도(total sound pressure level)로 평가하는 A특성 최대 음압레벨 단일수치( $L_{iA,Fmax}$ )로 평가하는 A특성 최대 음압레벨 단일수치( $L_{iA,Fmax}$ ) 평가방법을 도입을 검토 중에 있다<sup>(24)</sup>. 표에서 확인할 수 있듯이 바닥충격음 예측 결과가 전체 소음도( $L_{iA,Fmax}$ )에서 뱅머신이 2.1 dB, 임팩트 볼이 0.5 dB 편차 범위로 분석되어 실제 측정 결과와 유사하게 분석되었다. 현재 바닥충격음 평가를 위해 사용



(a) Bang machine



(b) Rubber ball

Fig. 15 Comparison of experimental and numerical results: 1/3 octave band

Table 5 Material property of acoustic model

		Single number quantity [dB]	
		$L_{i,Fmax,AW}$	$L_{iA,Fmax}$
Bang machine	Experiment	55	60.1
	Simulation	54	58.0
Rubber ball	Experiment	54	59.0
	Simulation	54	59.5

되고 있는 단일수치량( $L_{i,Fmax,AW}$ )에서는 뱅머신이 1 dB 편차범위, 고무공이 동일한 수치로 바닥충격을 차단성능 관련 고시에서 제시하는 바닥충격음 측정 오차 수준으로 측정 결과와 유사하게 분석되었다. 결과적으로 전산해석을 이용한 바닥충격음 예측 시 콘크리트 재료의 비선형 특성으로 인해 피크 주파수에서 다소 차이가 발생할 수는 있지만, 전체 에너지 측면에서 유사한 해석 결과를 도출할 수 있는 것으로 분석되었다.

## 6. 결 론

이 연구에서는 맨슬래브 조건의 벽식구조 실증주택을 대상으로 유한요소해석을 이용한 예측 모델링 정확도 검증 후, 중량충격원 종류 및 평가지표 변화에 따른 바닥충격음을 예측하였다.

바닥충격음 예측은 구조모델과 음향모델로 구성하였으며, 슬래브 진동 및 수음실 음향 특성을 측정하여 개별 해석 모델에 대한 검증을 수행하였다. 구조 모델은 거실 공간을 대상으로 바닥 슬래브 모드 테스트를 수행하였으며, 진동 모드와 가속도 응답을 비교 분석하였다. 콘크리트 물성을 선형으로 가정하였기 때문에 진동 모드(피크 주파수)에서는 차이가 발생하였으나, 전체적인 에너지 측면에서는 유사하게 분석되었다. 음향 모델의 경우 거실 공간에 무지향 스피커로 음원을 발생시켜 음향 모드를 측정하였으며, 음향 모드의 경우 구조 모델에 비해 상대적으로 음향 모드 주파수와 음압 크기에서 매우 유사하게 분석되었다. 결과적으로 개별적으로 구축된 구조모델과 음향모델을 이용하여 10% 이내의 편차 수준에서 실제 진동 특성 및 응답 분석이 가능하였다.

검증된 해석 모델을 결합하여 바닥충격음 해석 모델을 구성하였으며, 중량충격원에 대한 바닥충격음을 분석하였다. 바닥충격음 해석 모델의 경우 평가대역 내 옥타브 별 최대 4 dB 편차가 발생하여 비교적 유사한 바닥충격음 분석이 가능하였으며, A특성 최대 음압레벨 단일수치( $L_{iA,Fmax}$ )에 대해 뱅머신이 2.1 dB, 고무공이 0.5 dB 편차 범위로 매우 유사한 해석 결과를 도출하였다. 바닥충격음을 평가하기 위한 역A특성 가중 최대 음압레벨( $L_{i,Fmax,AW}$ ) 단일수치에 대해 뱅머신이 1 dB 편차범위, 고무공이 동일한 수치로 분석되어 전산해석을 이용한 바닥충격음 분석의 신뢰성을

검증하였다.

독립적인 구조 및 음향 모델에 대해 진동 및 음향 특성에 대한 오차를 저감하는 경우 보다 정밀한 바닥충격음 분석이 가능할 것으로 판단되며, 향후 전산해석을 이용하여 중량충격원 종류 및 평가방식 별 바닥충격음 저감을 위한 최적 구조 개발 등의 연구가 필요할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 토지주택연구원에서 수행한 “공동주택 바닥충격음 저감 설계·시공 제어 요인 분석 연구 (R201810001)” 결과의 일부임.

## References

- (1) Korea Environment Corporation, 2018, The Operating Report of Center for Floor Impact Noise Complaint Issues in Residential Buildings.
- (2) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, Acceptance and Management Standards for Floor Impact Sound Insulation Structures in Apartment Buildings, No. 2015-997.
- (3) Jeong, J. H., 2019, Review and Perspective on the Researches of Floor Impact Sound, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 4, pp. 477~487.
- (4) Kim, T. M., Kim, J. T. and Kim, J. S., 2018, Effect of Structural Vibration and Room Acoustic Modes on Low Frequency Impact Noise in Apartment House with Floating Floor, Applied Acoustics, Vol. 142, pp. 59~69.
- (5) Lee, B. K. and Koo, B. S., 2017, Prediction of Floor Impact Noise in Apartment by Finite Element Method. Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, p. 34.
- (6) Kim, M. J., Son, J. Y. and Kim, H. S., 1998, A Study on the Applicability of Statistical Energy Analysis (SEA) to Estimate the Light-weight Floor Impact Sound in Concrete Structures, Journal of the Architectural Institute of Korea: Planning & Design, Vol. 14, No. 11, pp. 313~322.
- (7) Mun, D. H., Lee, S. H., Hwang, J. S., Baek, G. O. and Park, H. G., 2015, Prediction of Heavy-weight Floor

Impact Sound in Multi-unit House Using Finite Element Analysis, *Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea*, Vol. 28, No. 6, pp. 645~ 658.

(8) Mun, D. H., Park, H. G. and Hwang, J. S., 2014, Prediction of Concrete Slab Acceleration and Floor Impact Noise Using Frequency Response Function, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 24, No. 6, pp. 483~492.

(9) István, L. V., 1971, Impact Noise Isolation of Composite Floors, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 50, No. 4, pp. 1043~1050.

(10) Hwang, J. S., Moon, D. H., Park, H. G., Hong, S. G. and Hong, G. H., 2010, The Effect of Dynamic Property of Absorbing Sheet on the Amplification of Heavy Weight Floor Impact Noise, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 20, No. 7, pp. 651~ 657.

(11) Schiavi, A., Prato, A. and Belli, A. P., 2015, The “Dust Spring Effect” on the Impact Sound Reduction Measurement Accuracy of Floor Coverings in Laboratory, *Applied Acoustics*, Vol. 97, pp. 115~120.

(12) István, L. V. and Beranek, L. L., 1992, *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications*, 1st Edition, Wiley-interscience, Hoboken, New Jersey.

(13) Chakraverty, S., 2009, *Vibration of Plate*, CRC Press, Boca Raton.

(14) Kim, Y. H., 2010, *Sound Propagation: An Impedance Based Approach*, John Wiley & Sons (Asia), Singapore.

(15) Randall, R. B. and Tech, B. A., 1987, *Frequency Analysis*, Bruel & kjaer, Denmark.

(16) Kim, T. M., Kim, J. T. and Kim, J. S., 2018, SEA-FEM Hybrid Analysis for Predicting Inter-floor Impact Noise, *Applied Acoustics*, Vol. 129, pp. 397~407.

(17) Ewins, D. J., 1984, *Modal Testing: Theory and Practice*, New York, Brisbane: Research Studies Press LTD, Research Studies Press LTD, Brisbane, New York.

(18) Malvar, L. J. and Ross, C. A., 1998, Review of Strain Rate Effects for Concrete in Tension, *ACI Materials Journal*, Vol. 95, pp. 735~739.

(19) Ju, M. K., Han, M. H. and Oh, Y. K., 2009, Deviation of Sound Pressure Level Receiving Room

According to the Heavy-weight Floor Impact Sources and It's Positions, *Journal of Korea Institute of Ecological Architecture and Environment*, Vol. 9, No. 4, pp. 23~28.

(20) Jung, J. Y., Lee, S. H., Jeong, G. C., Oh, Y. G. and Ju, M. G., 2005, A Study on the Effect by Receiving Points as Measuring Floor Impact Sound, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 283~286.

(21) International Organization for Standardization, 2010, *Acoustics - Determination of Sound Power Levels and Sound Energy Levels of Noise Sources using Sound Pressure - Precision Methods for Reverberation Test Rooms*, ISO 3741:2010.

(22) Lyon, R. H., 1987, *Machinery Noise and Diagnostics*, Butterworths, London.

(23) Korean Agency for Technology and Standards, *Rating of Floor Impact Sound Insulation for Impact Source in Buildings and Building Elements - Part 1: Floor Impact Sound Insulation against Standard Heavy Impact Source*, KS 2863-2:2017.

(24) Jeong, J. H., Park, S. H. and Lee, P. J., 2019, Single-number Quantities of Heavyweight Impact Sound Insulation, *Acta Acustica United with Acustica*, Vol. 105, No. 1, pp. 5~8.



control in buildings.

**TaeMin Kim** received his Ph.D. at Department of Mechanical Engineering, Hongik University. He is currently Researcher of Acoustics at the LHI(Land & Housing Institute). His main fields are noise and vibration



**Hong-Seok Yang** received his Ph.D. at School of Architecture, University of Sheffield, UK. He is currently Researcher of Acoustics at the LHI(Land & Housing Institute). His main fields are architectural and environmental acoustics.

# 축소 모델을 활용한 통합마스트의 구조건전성 검증 방안 연구

## A Method of Evaluating Structural Integrity of Integrated Mast with Scaled Model

이 종 학\* · 손 동 훈\* · 이 건 민\* · 김 동 준\*\* · 박 상 원\*\* · 박 노 철†  
Jong-Hak Lee\*, Donghoon Son\*, Keonmin Lee\*, Dongjoon Kim\*\*, Sangwon Park\*\*  
and No-Cheol Park†

(Received February 26, 2020 ; Revised March 19, 2020 ; Accepted March 19, 2020)

**Key Words :** Integrated Mast(통합마스트), Structural Integrity(구조건전성), Similarity Method(상사법칙), Scaled Model(축소모델), FEA(Finite Element Analysis; 유한요소 해석)

### ABSTRACT

Integrated masts, equipped with radars and other sensors, reduce radar cross sections and improve destroyers' stealth ability. Because of their critical impact on ships' survivability, they have to undergo vibration tests to ensure their structural integrity. However, testing of gigantic shipboard equipment is difficult, time-consuming, and costly. Therefore, countries without the facilities required to test large structures omit the test or circumvent it by substituting finite element analysis. In this study, we propose a method to experimentally test the structural integrity of masts through scaled models based on similitude analysis. We constructed full-scale and 1/10-scale 3D finite element models to compare their dynamic characteristics and responses. From the finite element analysis, we found that the dynamic responses of the full-scale model can be derived from the responses of the downscaled model through the application of scaling factors defined by dimensional analysis. Our results suggest that downscaled models can supplant full-scale models in vibration experiments. We anticipate our research to be a starting point for more efficient, economic, and feasible experimental testing.

### 1. 서 론

일반적인 선박과는 달리 구축함은 전투환경에 노출되기 때문에 스텔스 성능 등 생존성과 전투능력 관점에서 탑재장비의 성능을 고려하여야 한다<sup>(1)</sup>. 구축함의 레이더 반사면적(RCS)은 스텔스 성능에 큰 영향을 끼

치는 인자로 대형 통합마스트는 기존 선상에 노출되어 있던 레이더와 각종 센서 등 함정의 정보 시스템을 모듈화된 구조에 통합하여 RCS를 획기적으로 줄이고 4면 고정형으로 레이더를 설치하여 레이더 음영구역을 최소화하였다<sup>(2)</sup>. 또한 통합마스트에 탑재되는 다중 센서의 유기적인 운용으로 함정의 인원 및 장비 운용 효율성을 증대시켜 구축함의 전투능력을 향상시킬 수

† Corresponding Author; Member, Yonsei University, Department of Mechanical Engineering, Professor  
E-mail : pnch@yonsei.ac.kr

\* Member, LIG Nex1, Researcher

\*\* Member, Yonsei University, Department of Mechanical Engineering, Student

‡ Recommended by Editor Jung Woo Sohn

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

있다. 더 나아가 모듈화된 구조로 인해 함정과 통합마스트 동시 건조 및 개발로 건조일정을 단축할 수 있으며 유지보수 관점에서도 기존 마스트에 비해 우수하다. 이러한 장점을 앞세워 차기 구축함에 대형 통합마스트를 탑재하고자 하는 시도가 늘어나고 있으나 다수의 통신장비와 전자장비가 탑재되고, 이들을 해양환경으로부터 보호하기 위해 고강도, 고강성의 재료를 내외부 구조에 사용하게 되어 자체중량이 크다는 단점이 있다<sup>3)</sup>. 따라서 함정의 급속 기동, 불규칙한 해양환경 또는 전투에 노출되는 통합마스트의 특성상 구조건전성에 대한 평가가 필수적이다.

우리나라 해군은 함정 탑재장비의 구조건전성을 평가하기 위해 진동시험과 내충격시험 등을 수행하도록 요구하고 있다<sup>4,5)</sup>. 진동시험기준은 MIL-STD-167-1A를 적용하고 있으며 내충격시험기준은 MIL-S-901D를 따르고 있다<sup>1)</sup>. 진동시험과 내충격시험은 한국기계연구원을 중심으로 이루어지고 있지만, 60톤에 육박하는 통합마스트와 같은 중중량 장비의 경우 현재로서는 장비의 부재로 인해 시험이 불가능하기 때문에 중중량의 함정 탑재장비의 구조건전성 검증은 대부분 DDAM(dynamic design analysis method)와 같은 해석에 의존하고 있는 것이 현실이다<sup>6)</sup>. 따라서 구조건전성 시험의 정확도 검증과 함정 탑재장비의 내충격, 내진동 안정성 확보를 위해 중중량 시험 장비의 도입이 필요하다.

실제 시험이 가능한 환경이 갖춰져 있다 해도 여전히 실험을 위한 실물 제작에 매우 많은 시간과 비용이 소모된다는 문제가 있다. 이를 해결하기 위해 상사법칙을 활용하여 실험을 대체하고자 하는 시도들이 꾸준히 이어져왔다<sup>7)</sup>. 구조물의 상사법칙을 유도하기 위해서는 차원분석을 사용하는 것이 가장 일반적이다. 사각 평판의 경우 이론적으로 지배방정식을 활용하여 상사 법칙을 유도하거나 모드 정보를 통해 상사 법칙을 유도할 수 있다<sup>8,9)</sup>. 이를 확장하여 결합된 평판에서 또한 상사법칙을 활용하여 축소 모델의 응답을 예측할 수 있음을 확인한 연구도 있다<sup>10)</sup>. 평판의 동적 응답 뿐만 아니라 응력과 최대 변형량, 더 나아가 균열 전파경로 또한 상사법칙을 통해 예측할 수 있다는 연구 결과도 제시되었다<sup>11,12)</sup>. 그러나 이러한 상사해석들은 대부분 간단한 구조에 대해 이론적인 해석을 진행하여, 통합마스트와 같은 복잡한 구조물의 응답에 대해서도 상사성 해석을 적용할 수 있는지 확인해보

아야 한다. 또한 실제 시험을 축소 모델로 대체하기 위해서는 해석을 통한 연구 이후에 추가적으로 실험을 통해서도 상사관계를 검증하는 것이 필요하다.

이 논문에서는 상사성 해석에 기반한 축소 모델을 활용하여 실제 시험을 대체 검증하는 방법을 제안하고자 한다. 이를 위해 차원분석을 적용하여 실제 모델과 축소 모델 사이의 상사관계를 도출하였고 유한요소해석 프로그램을 활용하여 실제 모델과 축소 모델의 동특성과 외력에 의한 응답을 분석하였다. 이론적으로 도출한 상사관계와 해석 결과를 비교하여 간단한 보정계수를 통해 시험 규격을 변형하고, 실제모델의 응답을 축소 모델을 통해 예측할 수 있음을 확인하였다.

## 2. 대상 시스템 및 환경 분석

### 2.1 대형 통합마스트 구조 분석

대형 통합마스트는 구축함의 스텔스 성능을 향상시키기 위하여 저피탐 설계가 용이한 평판이 주로 적용되고 있다<sup>13)</sup>. 통합마스트의 외벽은 각종 레이더와 센서들을 지지하는 동시에 내부에 탑재된 장비들을 해양환경으로부터 보호하도록 설계되었다. 내부는 탑재 장비의 주요 구성품을 배치할 수 있도록 층별로 구분되어 있으며 각 층별로 배치되는 장비들은 통합마스트 외벽에 설치된 레이더 및 센서 등과 연결되어 있어 구축함의 통합적인 장비 운용에 매우 중요한 역할을 한다. 따라서 통합마스트의 구조건전성은 구축함의 기능성과도 관련이 크기 때문에 이에 대한 평가가 필요하다.

### 2.2 함정 탑재장비 시험 규격 소개

한국 해군의 함정내 탑재장비의 구조건전성을 평



Fig. 1 Schematic diagram of integrated mast

가하기 위해 진동과 내충격 시험 규격을 규정하고 있다<sup>(4,5)</sup>. 진동에 대한 기준은 MIL-STD-167-1A를 따르고 있다<sup>(5)</sup>. 이 기준은 함정 탑재 장비의 환경에 의한 진동이나 내부기진 진동에 대한 시험절차와 요구 기준 등을 명시하고 있다<sup>(14)</sup>. 시험은 공진탐색 시험, 가변주파수 시험과 내구 시험으로 이루어져 있다. 각 시험에 대한 세부규격은 Tables 1~3과 같다. 모든 시험은 독립된 3 방향에 대해 각각 진행되며 공진탐색 시험은 1 Hz 간격으로 주파수당 15 초 이상 가진하고 가변주파수 시험은 주파수당 5 분간 가진한다. 두 시험을 통해 응답이 큰 주파수를 선정하여 이에 대해 내구 시험을 진행한다.

### 3. 상사법칙을 활용한 축소형 Digital Twin 모델 구축

통합마스트와 같은 대형구조물의 경우 직접 진동 및 충격 시험을 수행하기가 힘들고, 실제 모델을 제작한 이후 설계 보강 등의 작업을 수행하는 것은 매우 비효율적이다. 이러한 문제를 해결하기 위해 터빈이나 원자로와 같은 구조물의 경우 상사법칙을 활용

하여 축소모형을 제작하고, 이를 활용하여 구조물의 동특성 및 진동 특성 등을 예측한다. 이 논문에서는 대상 통합마스트를 상사법칙을 이용하여 축소형 digital twin 모델(이하 축소 모델)을 구축하고, 실제 구조물과의 상관관계를 분석하였다.

#### 3.1 보정계수를 활용한 축소 모델의 동특성 예측

이 논문에서 활용하는 대상 통합마스트 모델의 주구조부에 해당되는 외벽과 내벽은 평판형 구조물로 분류할 수 있다. 일반적으로 많이 사용되는 사각 평판의 고유진동수는 다음과 같이 5개 변수에 의해 결정된다.

$$L = \text{plate length (m)}$$

$$W = \text{plate width (m)}$$

$$t = \text{plate thickness (m)}$$

$$\rho = \text{plate density (kg/m}^3\text{)}$$

$$E = \text{Young's modulus of plate (kg m}^{-1}\text{s}^{-2}\text{)}$$

평판의 고유진동수는 상기 변수들의 함수로 표현될 수 있고, Buckingham의 파이 이론을 활용하여 무차원 수들로 표현하면 다음과 같다.

$$\omega_n = f(L, W, t, \rho, E) \tag{1}$$

$$\Pi_1 = \frac{W}{L} \tag{2}$$

$$\Pi_2 = \frac{t}{L} \tag{3}$$

$$\Pi_3 = \omega_n L \sqrt{\frac{\rho}{E}} \tag{4}$$

통합마스트의 축소비를  $r$ 로 정의하면 상기 식들에 의거하여 축소 모델의 변수는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$W_s = r W \tag{5}$$

Table 1 Exploratory vibration test

Frequency range (Hz)	Table single amplitude (mm)
4 ~ 33	0.254 ± 0.051

Table 2 Variable frequency test

Frequency range (Hz)	Table single amplitude (mm)
4 ~ 15	0.762 ± 0.152
16 ~ 25	0.508 ± 0.102
26 ~ 33	0.254 ± 0.051

Table 3 Endurance test

# of response prominences (n)	Test time duration at each frequency	Total time
1	2 hours	2 hours
2	1 hour	2hours
n>2	40 minutes	40*n minutes

$$L_s = rL \tag{6}$$

$$t_s = rt \tag{7}$$

$$\omega_{n,s} = \frac{\omega_n}{r} \tag{8}$$

식 (5)~식 (8)에서의 아래 첨자  $s$ 는 축소 모델 관

련 변수임을 의미한다. 축소 모델 제작의 편의성을 고려하여 물성을 변경해야 할 경우 ( $\rho_{new}$ ,  $E_{new}$ ) 축소 모델의 고유진동수는 다음과 같은 엄밀식으로 표현할 수 있다.

$$\omega_{n,s} = \frac{\omega_n}{r} \sqrt{\frac{\rho E_{new}}{\rho_{new} E}} \tag{9}$$

이 연구에서 활용하는 통합마스트 모델뿐만 아니라 상사성을 가진 평판 형상의 대형구조물의 경우 축소 비대로 평판의 치수를 줄인다면 식 (8)과 식 (9)를 통해서 축소 모델의 고유진동수를 쉽게 예측할 수 있다.

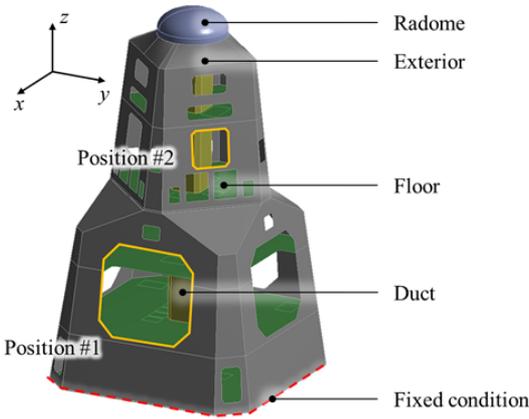


Fig. 2 Finite element model of IMAST

### 3.2 축소 모델의 해석적/시험적 검증

식 (5) ~ 식 (9)를 활용하여 유도한 축소 모델의 동특성을 검증하기 위해서는 모달 테스트를 수행하여 결과를 비교/분석하여야 한다. 하지만 해당 시험을 수행하기 위해서는 실제 통합마스트 또한 제작되어야 하기 때문에, 이 논문에서는 해석모델을 활용하여 대체 검증하고, 해당 방법이 실제 구조물의 시험검증 시에도 활용될 수 있음을 보이고자 한다.

Table 4 Details of finite element models

List		Full model	Scaled model ( $r=0.1$ )
Shell thickness (m)	Exterior	0.01	0.001
	Duct		
	Radome		
	Floor	0.03	0.003
Material properties		Exterior, duct and floor: Aluminum alloy - density: 2770 kg/m <sup>3</sup> - Young's Modulus: 7.1E+10 Pa - Poisson's ratio: 0.33  Radome: carbon fiber - density: 1800 kg/m <sup>3</sup> - Young's modulus (x, y, z direction): 2.9E+11, 2.3E+10, 2.3E+10 Pa - Poisson's ratio (xy, yz, zx direction): 0.2, 0.4, 0.2 - shear modulus (xy, yz, zx direction): 9E+9, 8.2143E+9, 9E+9 Pa	
Number of element / mesh		63155 / 63632	63114 / 63589
Element type		Shell181	
Damping ratio		0.02	

#### (1) 유한요소 해석모델 구축

이 논문에서는 유한요소해석 프로그램 ANSYS를 활용하여 실제 통합마스트와 동일한 크기의 해석모델과 축소 모델을 Fig. 2와 같이 구축하였다.

해석모델의 단순화를 위해 레이더와 내부 캐비닛 등은 생략되었으며, 모든 구조물은 shell181 요소를 활용하여 모델링하였다. 경계조건으로 통합마스트가 고정되는 바닥 모서리 (Fig. 2 붉은색 파선) 고정 조건이 부여되었으며, 자세한 해석모델 정보는 Table 4에 정리되었다. 축소비는 추후 축소 모델 제작의 편의성을 고려하여  $r = 0.1$ 로 선정하였다.

#### (2) 모달 해석을 통한 동특성 분석

구축한 full 해석모델 및 축소 해석모델을 활용하여 모달 해석을 수행, 두 모델의 고유진동수 및 모드 형상을 비교/분석하였다. MIL-STD-167-1A 시험 규격에서 요구하는 주파수 대역의 모드들을 확인하기 위해 300 개의 모드를 추출하였고, 결과는 Fig. 3, 4와 같다. 해석모델이 shell 요소를 활용하여 구축되었기에 대부분의 모드는 Fig. 3과 같이 외관과 바닥층의

국부 변형이 발생하는 모드 형상을 갖는다. 축소 해석모델의 고유진동수는 식 (8)에 정의된 바와 같이 축소비의 역수배만큼 크게 발생하였고, 축소비를 곱하여 이를 보정해줄 경우 Fig. 4와 같이 full 해석모델의 해석결과와 일치함을 확인할 수 있었다.

정리하면 실제 통합마스트와 같은 판형 구조물을 동일한 물성을 사용하여 특정 비율로 축소한 모델을 구축할 경우, 구축한 모델의 모드 형상은 실제 통합마스트와 동일하며 고유진동수는 축소비의 역수배만큼 커지게 된다. 이 논문에서는 해석모델을 활용하여 보정계수의 활용성을 검증하였지만, 상기 관계식은 실제 모델에서도 유효하다. 따라서 축소 모델을 구축

함으로써 간편하게 실제 통합마스트의 동특성을 시험하고 확인할 수 있을 것으로 기대된다.

#### 4. 축소 모델을 활용한 통합마스트 구조건전성 평가

앞서 서론에 기술하였듯이 통합마스트의 구조건정성 평가를 위해선 통합마스트 제작뿐만 아니라 시험장비가 요구되지만, 현재 국내에는 중중량 장비를 시험할 수 있는 장비가 없으므로 이 논문에선 상상성을 고려한 축소 모델을 활용하여 진동시험 및 내충격시험 등 대체 시험을 수행하는 방법을 제시하고자 한다. 이를 위해선 시험 규격 또한 상상법칙에 근거하여 변형되어야 하고, 축소 모델의 시험결과 또한 실제 통합마스트와 연관 지어 설명가능해야 한다.

##### 4.1 보정계수를 활용한 축소 모델의 변위 응답 및 수직응력 예측

이 장에선 MIL-STD-167-1A 시험 규격을 근간으로 축소 모델의 변위 응답과 수직응력으로부터 실제 통합마스트의 구조건정성을 평가할 수 있도록 변형된 시험 규격을 제시하고자 한다. 또한 실제 통합마스트에서의 응답을 축소 모델과 보정계수를 활용하여 예측 가능함을 보이고자 한다.

구조물 임의의 위치( $x_i, y_i$ )에 가진력( $F$ )이 인가되었을 때, 특정 위치( $x_o, y_o$ )에서의 변위 응답( $d$ )은 모드 중첩법에 의거하여 식 (10)과 같이 표현할 수 있다.

$$d(x_o, y_o) = \sum_{p=1}^{\infty} \frac{F\phi_p(x_o, y_o)\phi_p(x_i, y_i)}{M_p[\omega_{n,p}^2(1 + j\eta) - \omega^2]} \quad (10)$$

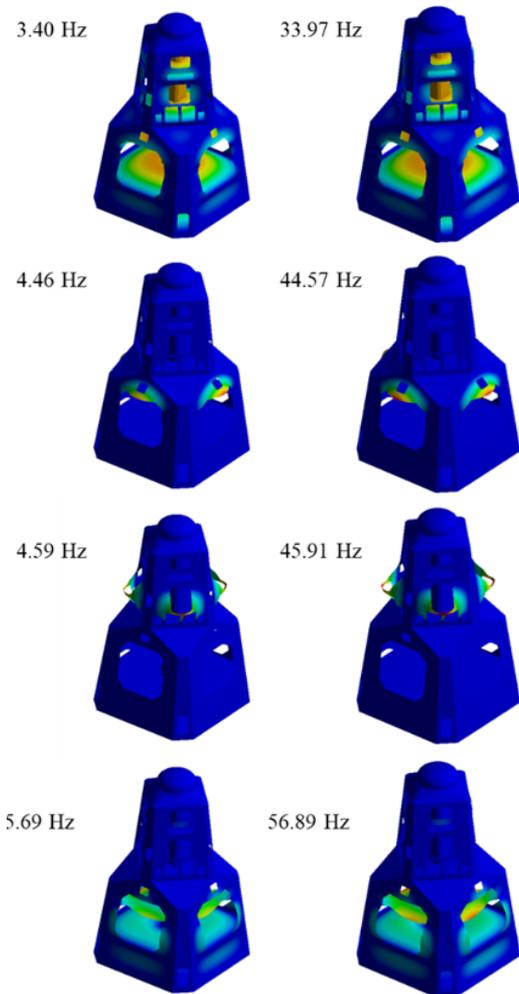


Fig. 3 Mode shapes and natural frequencies of FE models (left column: full model, right column: scaled model)

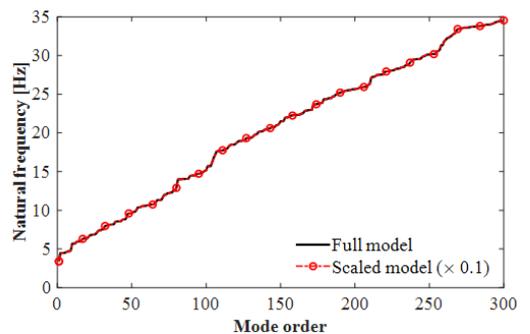


Fig. 4 Comparison of natural frequencies of full model and scaled model (scaled by multiplying  $r=0.1$ )

이 때  $m$ 은 모드 차수를,  $\phi$ 는 모달 벡터를 의미하며,  $M_p$ 은 식 (11)과 같이 표현된다.

$$M_p = \rho t \int_S \phi_p^2(x,y) ds \tag{11}$$

그러나 Table 2에 기술된 바와 같이 구조물에 변위 입력( $X$ )이 가해지는 경우에는 다음과 같이 수식을 변형하여 구조물의 변위 응답을 계산해야 한다.

$$F = ma = -w^2 mX \tag{12}$$

$$d = \sum_{p=1}^{\infty} \frac{-\omega^2 m X \phi_p(x_o, y_o) \phi_p(x_i, y_i)}{M_p [\omega_{n,p}^2 (1 + j\eta) - \omega^2]} \tag{13}$$

축소 모델의 물성이 실제 통합마스트와 동일하다 가정하면, 식 (8)에 의거하여 주파수 관련 항들은 모두  $1/r$ 배가 된다. 구조물에 입력되는 변위의 보정계수를  $k$ 라 정의하면 축소 모델의 변위 응답은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\omega_s = \frac{\omega}{r} \tag{14}$$

$$m_s = r^3 m \tag{15}$$

$$ds_s = r^2 ds \tag{16}$$

$$X_s = kX \tag{17}$$

$$d_s = \sum_{p=1}^{\infty} \frac{-\omega_s^2 m_s X_s \phi_p(x_o, y_o) \phi_p(x_i, y_i)}{M_{p,s} [\omega_{n,p}^2 (1 + j\eta) - \omega_s^2]} = kd \tag{18}$$

식 (18)로부터 알 수 있듯이, 변위 응답의 경우 입력되는 변위의 축소비에 비례하여 표현할 수 있다. 시험 규격에서 요구하는 항목이 변위 응답이 아닌 속도, 또는 가속도 응답인 경우에도 상기 식들을 활용하여 실제 통합마스트에서의 응답을 쉽게 예측할 수 있다.

내구성 시험을 수행하는 경우에는 구조물의 응력 분석 또한 필요하다. 식 (18)로부터 유도된 변위 응답을 바탕으로 각 방향으로의 수직 응력을 표현하면 식 (19)와 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{x,s} &= \frac{2G}{1-\nu} \left( \frac{\partial d_{x,s}}{\partial x_s} + \nu \frac{\partial d_{y,s}}{\partial y_s} \right) \\ &= \frac{2G}{1-\nu} \left( \frac{k \partial d_x}{r \partial x} + \nu \frac{k \partial d_y}{r \partial y} \right) = \frac{k}{r} \sigma_x \end{aligned} \tag{19}$$

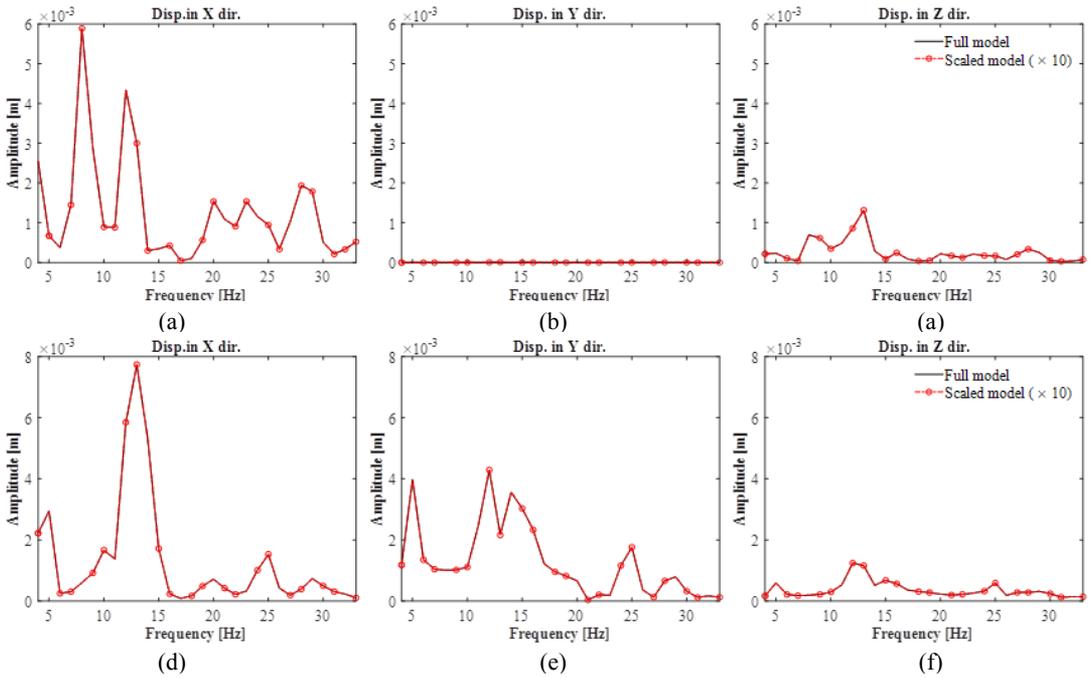
$y, z$  방향으로의 수직 응력도 식 (19)와 동일한 형태로 표현할 수 있다. 변위 응답과는 다르게 축소 모델의 수직 응력은 실제 통합마스트에서 발생하는 수직 응력의  $k/r$ 배로 발생한다. 만일 실제 시험규격과 동일한 크기로 변위 입력이 가해지는 경우엔 변위 응답의 크기는 동일하지만 수직 응력의 경우 축소비에 반비례하여 커지기 때문에 강건 설계를 했음에도 불구하고 쉽게 구조물의 피로 파괴가 발생할 수 있다. 이러한 현상을 방지하기 위해 변위 입력 보정계수를 축소비에 동일하게 설정하여 대체 시험을 수행하는 것이 권장된다. 예를 들어 축소비를  $r=0.1$ 로 설정하여 축소 모델을 제작하고, 보정 계수 또한  $k=0.1$ 로 설정하면 시험 규격을 Table 5와 같이 변형할 수 있다. 이를 활용하여 진동시험을 수행할 경우 축소 모델의 수직 응력은 실제 통합마스트와 동일한 크기로 발생하고 변위 응답은 0.1배 크기로 발생할 것이라 예측 가능하다.

#### 4.2 해석모델을 활용한 방법론 검증

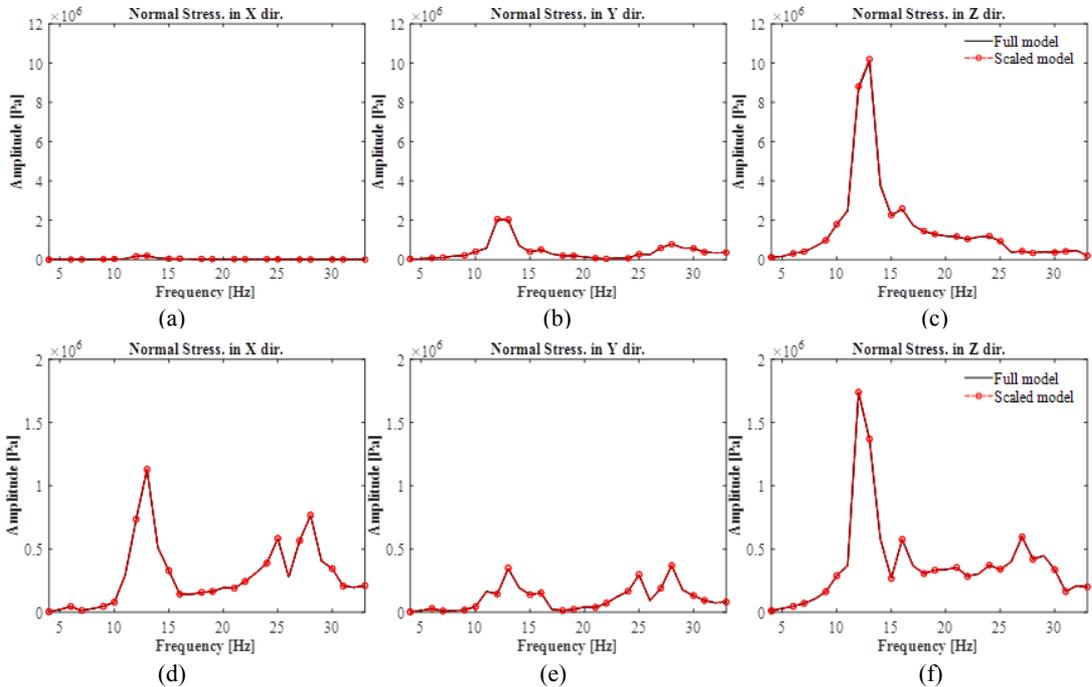
이 장에선 3장에서 상사법칙에 의거하여 구축한 해석모델을 활용해 제시한 구조건전성 검증 시험방안을 모의 수행한 결과를 다룬다. 시험을 수행할 때는 탑재 장비들을 모두 고려하는 것이 정확하지만, 이 논문에서는 축소 해석모델과 full 해석모델 간의 상관관계를 분석하고, 보정계수를 통해 실제 응답 예측이 가능함을 확인하는데 초점을 두어 해당 부품들은 제외하고 해석을 수행하였다. Table 5에 기술된 입력 신호를 활용하여  $x, y, z$ 축으로 해석모델에 신호를 인가하였으며 주요 부품인 S-Band MFR(multi function radar) 안테나가 탑재되는 지점(Position #1)과 X-

**Table 5** Modified test specification when  $r, k = 0.1$

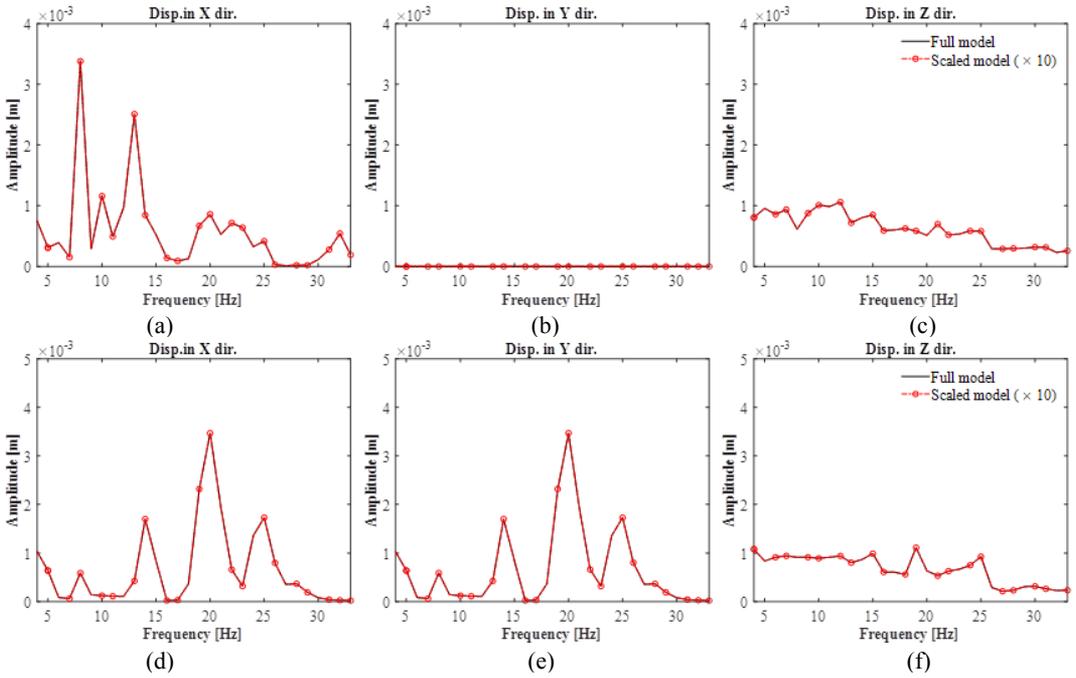
Modified frequency range (Hz)	Modified input amplitude (mm)
40 ~ 150	0.0762 ± 0.0152
160 ~ 250	0.0508 ± 0.0102
260 ~ 330	0.0254 ± 0.0051



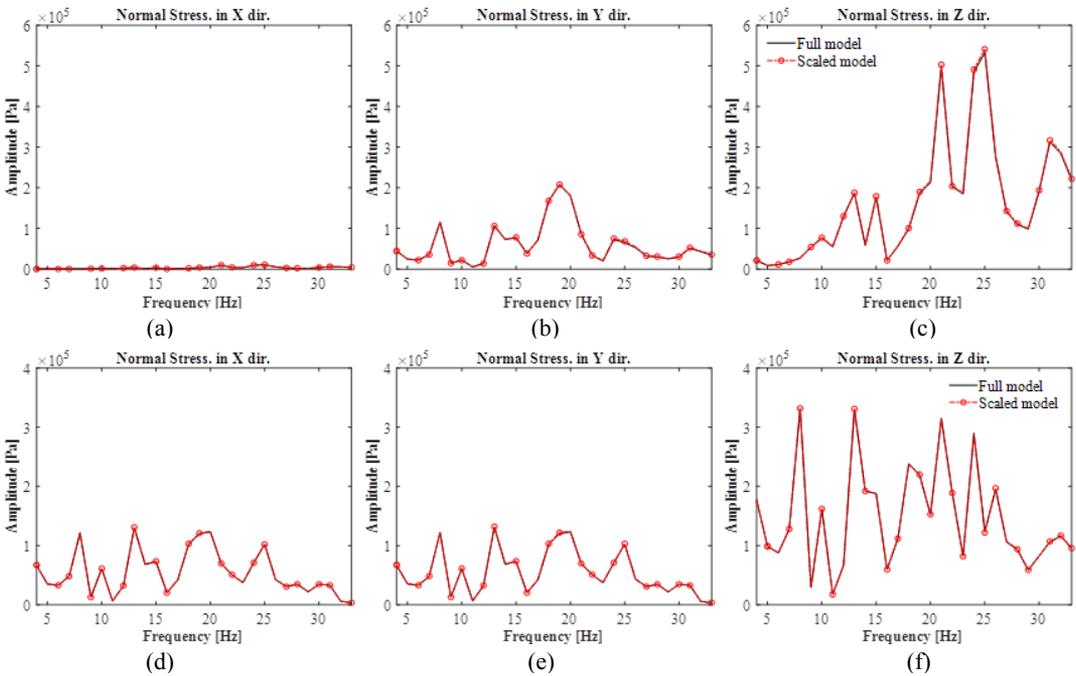
**Fig. 5** (a), (b), (c) Averaged displacement responses at Position #1 and (d), (e), (f) at Position #2 when input signal is applied in x direction ; (a), (d) – results in x direction, (b), (e) – results in y direction and (c), (f) – results in z direction



**Fig. 6** (a), (b), (c) Averaged normal stress at Position #1 and (d), (e), (f) at Position #2 when input signal is applied in x direction ; (a), (d) – results in x direction, (b), (e) – results in y direction and (c), (f) – results in z direction



**Fig. 7** (a), (b), (c) Averaged displacement responses at Position #1 and (d), (e), (f) at Position #2 when input signal is applied in z direction ; (a), (d) – results in x direction, (b), (e) – results in y direction and (c), (f) – results in z direction



**Fig. 8** (a), (b), (c) Averaged normal stress at Position #1 and (d), (e), (f) at Position #2 when input signal is applied in z direction ; (a), (d) – results in x direction, (b), (e) – results in y direction and (c), (f) – results in z direction

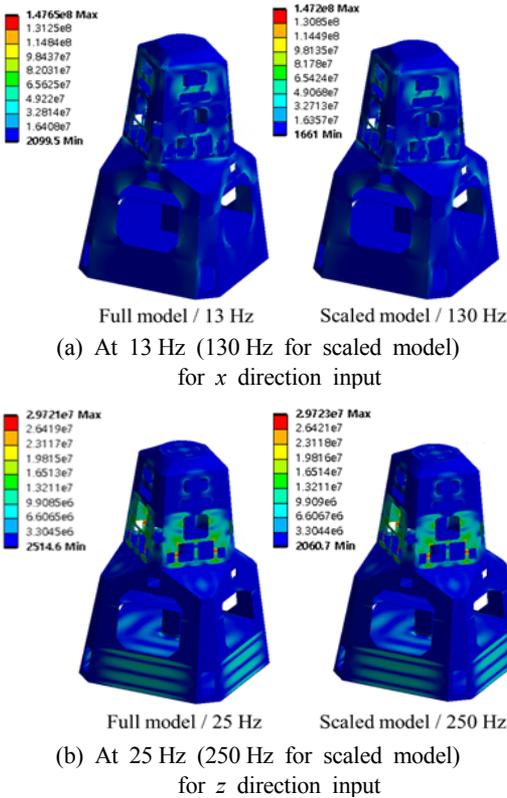


Fig. 9 Contour plots of von-Mises stress

band MFR 레이더가 탑재되는 지점(Position #2)에서의 응답을 분석하였다.

조화해석을 수행하여 얻은 변위 응답과 수직 응력은 Fig. 5 ~ 8에 도시되었다. Fig. 5, 6은 x축 가진 시 응답을 나타내며, 대상 구조물이 x, y 방향으로 대칭 형상을 가졌기 때문에 y축 가진 시 결과는 x축과 y축으로의 응답이 뒤바뀔 뿐 결과는 동일하여 생략하였다. Fig. 5에 도시된 바와 같이 full 모델의 변위 응답은 식 (18)에 의거하여 축소 해석모델 변위 응답에 보정계수의 역수를 곱한 값과 일치하였다. 수직 응력의 경우엔 식 (19)에 의거하여 full 모델과 축소 해석모델의 값이 동일하게 계산되었다. z축 가진 시 결과도 x축 가진 시 응답과 동일한 경향성을 보였다.

변위 응답의 경우엔 z 방향 가진 시 더 큰 변형이 발생하였고, 수직 응력의 경우엔 x축 (y축) 가진 시에 더 큰 응력 집중 현상이 발생하였다. Fig. 9는 최대 응력이 발생한 주파수에서의 폰 미세스 응력을 나타낸다. 수직 응력과 동일하게 축소 해석모델과 full 모델 모두 같은 응력 분포를 보였고, 크기 또한 일치하

였다. 축소 해석모델의 최대 응력을 기준으로 대상 통합마스트의 안전계수를 평가하였을 때 식 (20)과 같이 안전하게 설계되었음을 확인할 수 있다.

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\max}} = \frac{280}{147} \cong 1.9 \tag{20}$$

이 연구에서는 탑재 장비들을 묘사하지 않았지만, 실제 모델을 구축하여 평가할 때는 부품들의 강성으로 인해 얇은 외관에서의 응력 집중 현상이 되어 더 높은 안전계수를 확보할 수 있을 것으로 사료된다. 또한 Table 5와 같이 축소비와 보정계수를 제작이 용이하도록 선정하여 축소 모델을 제작하고 변경된 시험 규격을 활용하여 구조건전성 평가 시험을 수행한다면 쉽게 실제 통합마스트의 응답들을 예측할 수 있다. 더불어 상사법칙에 의거한 변수들을 활용하여 내구 시험, 풍력 시험 등 다양한 시험 규격을 축소 모델에 적합하게 변형한다면, 실제 통합마스트를 제작하지 않고도 축소 모델을 대체 시험에 활용하고 이를 통해 설계한 모델의 구조 건전성을 편리하게 검증할 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

이 논문에선 통합마스트와 같이 실물 실험이 매우 어려운 대형구조물의 건전성 평가 시에 축소 모델과 상사법칙에 근거하여 변형한 대체 시험 규격을 통해 실제 모델의 구조건전성을 검증할 수 있는 방안을 제시하였다. 플레이트와 같은 간단한 구조물의 상사성을 기반으로 차원분석을 활용하여 통합마스트와 같은 복잡한 동특성 상사관계를 유도하고 해석모델을 활용하여 이를 대체 검증하였다. 또한 실제 시험 규격인 MIL-STD-167-1A의 기준에 상응하는 축소 모델에 대한 시험 규격을 계산하기 위하여 위하여 축소 모델에 가해지는 가진력의 크기와 주파수 또한 상사관계에서 유도되는 계수로 보정하였다. 실제 시험 규격과 보정된 축소 모델용 시험 규격을 적용하여 조화해석을 수행하였고, 이를 통해 축소비와 보정계수를 활용하여 축소 모델의 응답으로부터 실제 통합마스트의 응답을 정확히 예측 가능함을 확인하였다.

현재 우리나라에서는 대형구조물에 대한 시험을 할 수 있는 환경이 갖춰져 있지 않아 해석만으로 함정 탑재장비 검증을 하고 있는 것이 현실이다. 이 연

구에서 주장하는 바와 같이 축소 모델을 통해 구조건 전성을 평가할 수 있다면 검증의 신뢰성을 제고할 수 있을 뿐 아니라 대형 중장비의 시험에 소요되는 시간과 비용을 크게 절약할 수 있을 것으로 기대된다. 이 논문에서는 유한요소해석을 활용하여 상사성을 확인하였지만, 추후에는 실제 축소 모델을 제작하여 이 논문에서 제안한 방법을 검증하고자 한다.

## References

(1) Moon, S. J. and Kim, H. S., 2010, Noise, Vibration and Impacted Festing Methods for Shipboard and Their Current Status Focused on the Korea Institute of Machinery & Materials, Defense & Technology, Vol. 380, pp. 58~65.

(2) Shin, H. K., Lee, S. G., Park, D. M., Shin, J. W., Chung, M. S., Park, S. H. and Park, Y. B., 2017, Analysis of Radar Cross Section of the Integrated Mast Module for Battleship, Journal of Korean Institute of Electromagnetic Engineering and Science, Vol. 28, No. 7, pp. 584~587.

(3) Savage, C. L. and Kimber, A., 2010, When is a Mast a Mast? The Impact of Integrated Masts on Platform Design and Classification, Warship2010: Advanced Technologies in Naval and Construction, The Royal Institution of Naval Architects, London, pp. 41~50.

(4) Chung, J. H., Kim, B. H. and Chung, T. Y., 1996, Performance Evaluation Methods for Shock-Proof of Navy Shipboard Equipment, Bulletin of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 33, No. 2, pp. 41~48.

(5) Han, H. S., 2013, Noise and Vibration Standards for Domestic Ships, Journal of Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 5, pp. 23~29.

(6) Kwon, J. I., Lee, S. G. and Chung, J. H., 2001, Shock Response Analysis of a MIL-S-901D Floating Shock Platform, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 761~765.

(7) Casaburo, A., Petrone, G., Franco, F. and De Rosa, S., 2019, A Review of Similitude Methods for Structural Engineering, Applied Mechanics Review, Vol. 71, No. 3, pp. 030802-01~030802-32. doi: 10.1115/1.4043787.

(8) Wu, J. J., 2006, Prediction of the Dynamic

Characteristics of an Elastically Supported Full-size Flat Plate from Those of Its Complete-similitude Scale Model, Computers and Structures, Vol. 84, No. 3~4, pp. 102~114.

(9) De Rosa, S., Franco, F. and Meruane, V., 2016, Similitudes for the Structural Response of Flexural Plates, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 230, No. 2, pp. 174~188.

(10) De Rosa, S., Franco, F. and Polito, T., 2011, Structural Similitudes for the Dynamic Response of Plates and Assemblies of Plates, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 25, No. 3, pp. 969~980.

(11) Neuberger, A., Peles, S. and Rittel, D., 2007, Scaling the Response of Circular Plates Subjected to Large and Close-range Spherical Explosions. Part I: Air-blast Loading, International Journal of Impact Engineering, Vol. 34, No. 5, pp. 859~873.

(12) Noam, T., Dolinski, M. and Rittle, D., 2014, Scaling Dynamic Failure: A Numerical Study, International Journal of Impact Engineering, Vol. 69, pp. 69~79.

(13) Kang, K. H., Jung, H. Y. and Yim, S. H., 2016, Scaling Dynamic Failure: A Numerical Study, Proceedings of Korean Society for Precision Engineering Annual Autumn Conference, pp. 44~45.

(14) US Department of Defense, 1974, Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment (Type I. Environmental and Type II. Internally Excited), MIL-STD-167-1A.



**Jong-Hak Lee** is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received his the degree of master from Yonsei University. His research interests are shock/vibration and dynamics.



**No-Cheol Park** received B.S., M.S. and Ph.D. degrees from Yonsei University in 1986, 1988, and 1997, respectively. Dr. Park is currently a professor at the department of Mechanical Engineering in Yonsei University.

# 발사장치를 포함한 소형 초음속 제트 소음 예측 및 검증

## Supersonic Jet Noise Prediction and Validation for a Small-scale Rocket Nozzle with Launch System

주현식\*, 박태영\*\*, 강승훈\*, 장인만\*\*, 엄원석\*\*\*, 신상준†

Hyun-Shik Joo\*, Taeyoung Park\*\*, Seung-Hoon Kang\*, Inman Jang\*\*, Won-Suk Ohm\*\*\*  
and Sang-Joon Shin†

(Received March 3, 2020 ; Revised April 3, 2020 ; Accepted April 3, 2020)

**Key Words :** Aeroacoustics(공력소음), Supersonic Jet Noise Prediction(초음속 제트 소음 예측), Supersonic Jet Noise Experiment(초음속 제트 소음 실험), Launch System(발사장치)

### ABSTRACT

A launch system is used to vertically launch a high-speed rocket or space vehicle. During the launch event, intense acoustic load is generated from the downstream of the supersonic jet and propagated in all the directions. In this study, two types of the supersonic jet noises were investigated: 1) noise of a supersonic free jet and 2) noise of an impinging jet with a launch system. Aero-acoustic predictions were performed using numerical simulations and further validated against experimental results obtained through a small-scale model test for the supersonic free jet and impinging jet with the launch system. Moreover, various types of launch systems for noise reduction are demonstrated experimentally.

### 기 호 설 명

$C_s$  : Smagorinsky 계수  
 $D_e$  : 로켓 엔진 출구 지름  
 $M_e$  : 출구 마하수  
 $CFL$  : Courant-Friedrichs-Lewy  
 $MUSCL$  : Monotonic Upwind Scheme  
for Conservation Law

### 1. 서 론

초음속 제트 소음은 로켓 엔진으로부터 생성되는

높은 압력이 주변 대기로 분사되며 생성된다. 생성된 초음속 제트 소음은 크게 지향성(directionality)을 갖는 난류인 large scale structure(LSS)와 지향성이 거의 없는 fine scale structure(FSS) 성분으로 구분할 수 있다. 초음속 제트 소음은 엔진노즐 출구로부터 초기 혼합 영역(initial mixing region), 전환 영역(transition region), 완전 발달 영역(fully-developed region) 순으로 전개된다. 이 때 초음속 제트 출구로부터 마하수가 1이 유지되는 구간을 포텐셜 코어(potential core), 대기압과 혼합되며 마하 코어(mach core)가 생성되고 붕괴되는 구간을 초음속 코어(supersonic core)라고 지칭한다. 포텐셜 코어부터 후류 구간에서는 전단 흐

† Corresponding Author ; Member, Seoul National University, Professor  
E-mail : ssjoon@snu.ac.kr

\* Seoul National University, Student

\*\* Yonsei University, Student

\*\*\* Member, Yonsei University, Professor

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

름을 갖는 난류가 생긴다. 이러한 초음속 제트 소음 특성을 변화시켜 비행체 구조물에 작용하는 음향 하중을 감소시키고자 다양한 발사장치가 고안되었다.

NASA SP-8072<sup>(1)</sup>에서는 실제 발사된 우주발사체 및 초음속 발사체의 실험 결과 등을 이용하여 초음속 제트의 원거리 소음을 예측하기 위한 준 경험식이 제공되었으며 이를 최소화 하고자 평판, 경사판 및 발사장치 등이 이용되었다. 또한 최대 복사 각도 (maximum radiation angle)는 엔진 출구의 음속에 비례하여 증가한다고 제시하였다. Eldred, K. M.<sup>(1)</sup>는 소음의 원점(source)을 분산시킨 후 거리에 대한 원거리 소음을 예측하였으며, 이는 Varnier, J.<sup>(2)</sup>에 의해 개선되었다. Haynes, J. et al.<sup>(3)</sup>는 Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) 기반 전산유체해석을 통하여 Varnier, J.에 의해 제시된 분산 소음 기법(distributed source method, DSM)이 더 적절하다고 밝혔다. 그러나, RANS기반 전산유체해석은 광범위한 주파수 특성을 가진 제트 소음 예측에 부정확하므로, large eddy simulation (LES)를 이용한 초음속 제트 소음 예측이 연구되어 왔다. Bodony, D. J. et al.<sup>(4,5)</sup>은 공간/시간 차분 차수, 경계조건 및 원거리 소음 예측 기법 등이 LES기법을 이용한 초음속 제트 소음 예측에 중요한 요인임을 제시하였다. 하지만 LES기법으로는 벽면으로부터 생성되는 난류를 예측하기 위해서 과도한 격자가 필요하게 되므로, 자유 분사 제트 소음(free-jet noise) 예측에서만 주로 이용되었다. 또한 높은 Reynolds수의 제트 소음 특성을 예측하기에는 과도한 해석 자원이 필요하다<sup>(6)</sup>. 이러한 벽면에 의한 난류 특성이 지배적인 특성 또는 현상을 해석하고자 detached eddy simulation(DES) 기법이 개발되었다. DES기법은 벽면 난류가 생성되는 지역에는 RANS기법이 적용되고, 계산된 소용돌이(eddy)를 LES영역 내로 전달하므로 효율적인 해석이 가능하다. 하지만 DES기법 내 사용되는 격자는 일반적인 크기에 비해 작아서 소음 예측 시, 실제 현상에 비해 감소된 난류 응력을 예측한다<sup>(7)</sup>. 이를 해결하기 위해 보호 함수(shielding function)를 도입한 delayed DES(DDES) 기법으로 확장되었다. 다양한 현상에 대해 DDES기법이 적용되었고, LES기법에 비해 비교적 복잡한 형상이 포함된 초음속 제트 소음 예측 연구가 진행되었다<sup>(8)</sup>. 최근 Arian 5, Epsilon 등 우주발사체의 소음 저감을 위해 축소 형상을 이용한 연구가 활발하다. Gely, D. et al.<sup>(9)</sup>은 1/47

목업(mock-up) 형상을 이용, 물 분사(water-injection) 및 발사장치 길이를 연장함으로써 5 dB이상의 소음 저감 결과를 제시하였다. Tsutsumi, S. et al.<sup>(10-12)</sup>는 화염발사장치(Flame launch system, FD) 및 다양한 발사장치 형상을 적용하여 1/42 축소 실험 및 실제 크기 형상에 대한 수치 해석 결과를 비교하였다. 초음속 로켓 엔진 출구로부터 지면과의 높이를 로켓엔진 출구 지름 ( $D_e$ )으로 무차원화 후 높이에 따른 소음 저감 결과를 제시하였다. 하지만 소음저감 발사장치를 포함한 초음속 제트 소음 연구는 실험 또는 수치 해석 연구가 개별적으로 수행되었으며, 복잡한 발사장치 형상에 대한 정확한 정보가 공개되어 있지 않다.

이 연구에서는 기존 Tsutsumi, S. et al.<sup>(12)</sup>에 의해 제시된 발사장치를 모사한 형상을 이용하여, 발사장치에 의해 변화된 소형 초음속 제트 소음 생성과 저감 특성을 연구하고자 한다. 첫째, 출구 마하수 1.8 ( $M_e=1.8$ )을 갖는 소형 로켓 노즐에 대한 자유분사 제트 소음에 대한 수치 해석 및 실험을 수행하였다. 둘째, 개발된 수치 해석 기법을 이용하여 발사장치를 포함하는 소형 초음속 제트 소음을 예측하였으며, 실험을 통해 비교 및 검증하였다. 셋째, 3개의 다른 추가 발사장치 형상을 실험에 적용하여 추가적인 소음 저감 효과를 제시하고자 한다.

## 2. 출구 마하수 1.8 소형 초음속 자유분사 제트 소음 예측 기법 및 실험

### 2.1 자유분사 제트 소음 예측

#### (1) 출구 마하수 1.8 소형 노즐 형상

초음속 자유분사 제트 소음을 생성시키기 위하여, 이 연구에서는 출구 마하수가 1.8인 소형 노즐을 설계하였다. 등 엔트로피 과정(isentropic process)을 가정한 로켓 노즐의 출구 마하수 및 면적 비 관계는 식 (1)과 같다.

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M_e} \left( \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_e^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2}} \right)^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}} \quad (1)$$

식 (1)에서  $A$ 는 출구 단면적,  $A^*$ 는 노즐 목 단면적,  $M_e$ 는 출구 마하수,  $\gamma$ 는 기체 상수를 나타낸다. 비가열 로켓 노즐 (unheated rocket nozzle)일 경우, 기체 상수는 1.4이므로 출구 마하수는 노즐 목과 출

구의 단면적 비에 의해 결정되는 것을 알 수 있다. 이 연구에서는 소형 로켓 노즐의 출구 지름을 20 mm로 설정하였으며, 출구 마하수 변화에 대한 노즐 목 반지름은 Fig. 1과 같다.

Fig. 2는 노즐 목 반지름 8.3 mm를 갖는 소형 로켓 노즐에 대한 축 대칭 형상 정보이다.

(2) 유동/음향 단방향 연계 해석 기법

출구 마하수 1.8을 갖는 소형 초음속 자유 분사 제트 소음을 예측하기 위해서 유동/음향 단방향 연계

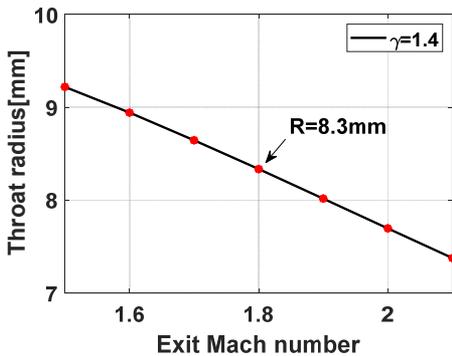


Fig.1 Correlation between the exit Mach number and radius at nozzle throat

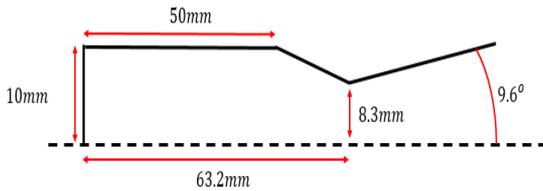


Fig.2 Sketch of small rocket nozzle

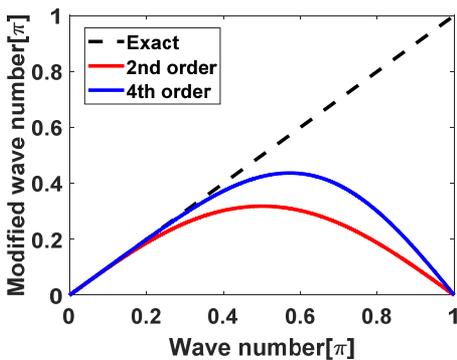


Fig.3 Resolved wave number according to the discretization scheme order

해석 기법을 적용하였다. DDES기법을 이용한 유동 해석은 초음속 자유 분사 제트의 소음 생성 과정과 소음원의 위치를 예측하고, 음향 해석에서 사용될 압력 등의 시간/공간에 관한 변수를 제공한다. 이 때, 유동해석 내 공간 차분 차수에 따라 파장을 예측하기 위한 최대 격자 크기가 결정된다<sup>(13)</sup>. Fig. 3은 공간 차분 기법 차수에 따라 파수의 정해 및 수치적 신뢰 파동수(wave number)가 다음을 나타낸다. 높은 차수의 공간 차분 기법일수록 정해를 예측하기 위한 파동수가 높으며 이는 파동수를 예측하기 위한 최소 격자 개수를 뜻한다. Table 1은 파동수의 정해를 예측하기 위한 파장 당 최소 격자 개수를 나타낸다.

이 연구에서는 유동해석을 위해 ANSYS FLUENT를 이용, 2차 기법 차수를 사용하였으며, Fig. 4와 같이 최대 신뢰주파수 9600 Hz를 예측하기 위해서 최대 격자 크기 0.0018 m을 사용하였다.

하지만 유동해석만으로 원거리장에서 높은 주파수 특성을 갖는 소음을 예측하기 위해서는 과도한 격자 개수가 요구된다. 이를 방지하고자 유동/음향 단방향 연계 해석 기법을 적용하였다. 비선형성이 지배적인 소음원 영역인 초음속 자유분사 제트 후류 영역은 유동해석을 통하여 소음의 생성을 예측하며 선형적인

Table 1 Resolution for capturing acoustic propagation according to the different discretization scheme

Discretization order	point per wave number( $\lambda/\Delta x$ )
Second	21.0
Fourth	10.5
Sixth	7.4
Sixth(optimized)	6.6

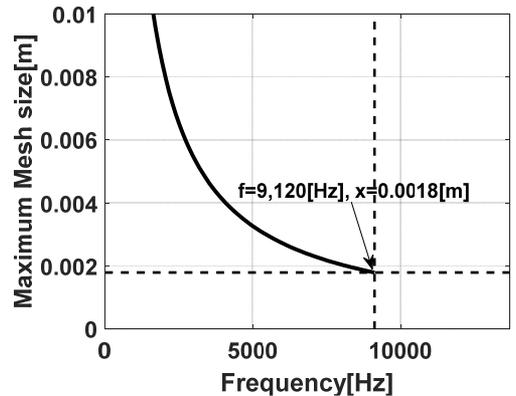


Fig.4 Maximum mesh size according to the frequency

영역에 Kirchhoff 평면을 삽입, Helmholtz- Kirchhoff (H-K) 적분식을 이용하여 원거리장에서의 소음특성을 예측한다. 우선 유동해석에서는 후류가 긴 초음속 자유 분사 제트를 모사하기 위해 Fig. 5와 같이 충분히 넓은 영역을 정의한다. 선형적인 영역에 Kirchhoff 평면을 삽입하기 위하여 시간에 따른 정압 섭동이 1% 이내인 곳을 기준으로 하였다. Fig. 5의 해석 영역을

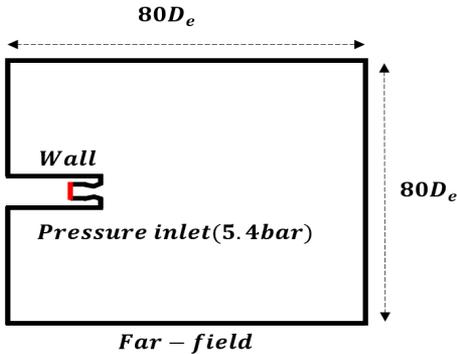


Fig. 5 Computational domain for supersonic free-jet analysis

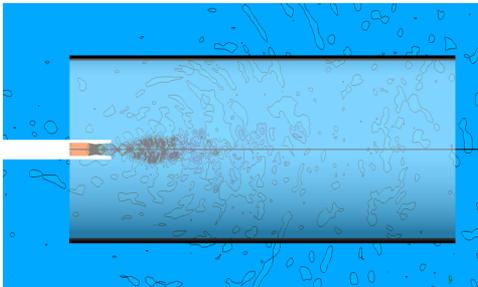


Fig. 6 Static pressure contour of the axisymmetric URANS with Kirchhoff surface

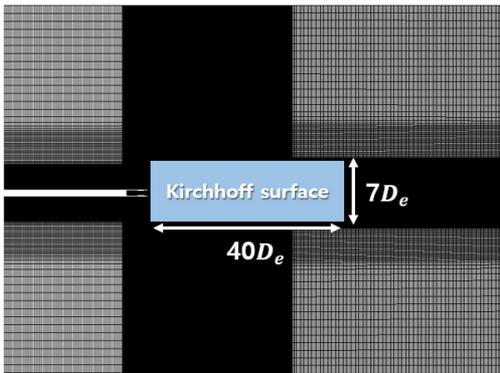


Fig. 7 Cross section of the present grid on the z=0 plane with Kirchhoff surface

이용하여 2차원 축대칭 영역을 설정할 수 있으며 비정상 RANS(unsteady RANS)를 수행하였다.

Fig. 6은 0.02초에서의 정압 분포 및 정압 섭동이 1% 이내인 곳에 삽입된 Kirchhoff 평면을 나타낸다. 삽입된 Kirchhoff 평면의 위치는 노즐 축 방향으로 0-40De, 반경방향으로 7De의 원통면으로 설정하였다.

Fig. 7과 같이 Kirchhoff surface 영역 안으로는 조밀한 격자를 생성한 후 3차원 DDES해석을 진행하였다. 시간 전진은 1×10<sup>-6</sup>[s]를 사용하였으며, 이는 CFL < 1을 만족한다. Table 2는 DDES해석 내의 해석 기법 정보를 나타낸다.

Kirchhoff 평면으로부터 얻어진 유동해석 결과는 음향해석기법 내의 입력값으로 원거리 음장을 예측을 위해 사용되었다. H-K 적분법을 이용할 경우, 임의의 위치에서의 음압을 예측하기 위해서는 음향 전파 영역의 경계 조건만 필요하므로 유동해석 결과를 경계조건으로 대체하였다. 유동해석 내 압력 변수들은 Kirchhoff 평면에서 공간 및 시간에 대해 Δx = 0.005[m], Δt = 2×10<sup>-5</sup>[s]간격으로 저장하였다.

$$p(Q,t) = \frac{1}{4\pi} \int \left\{ \begin{array}{l} -\frac{1}{s} \left[ \frac{\partial p}{\partial n} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial n} \left( \frac{1}{s} \right) [p] \\ - \frac{1}{c_0 s} \frac{\partial s}{\partial n} \left[ \frac{\partial p}{\partial t} \right] \end{array} \right\} dS \quad (2)$$

식 (2)에서 p는 음압, n은 수직 벡터, c<sub>0</sub>는 음속, t는 시간이다. 유동해석결과를 이용하여 ∂p/∂n, p

Table 2 Information of DDES analysis

	Method
Solver	Pressure-based
Analysis	Transient
Turbulence model	Spalart-Allmaras DES
Fluid	Ideal gas
Viscosity	Sutherland law
Scheme	Coupled
Spatial	Green-Gauss node based
Pressure	Second order
Density	Third order MUSCL
Momentum	Bounded central differencing
Turbulent viscosity	Bounded central differencing
Energy	Second order upwind
Temporal	Bounded second order implicit

$\partial p/\partial t$ 을 계산한 후, 식 (2)에 대입하여 원하는 임의의 위치 및 원거리장의 음압을 예측한다.

### 2.2 자유분사 제트 소음 실험

(1) 소형 초음속 자유분사 제트 소음 측정 실험  
 위에서 언급된 출구 마하수 1.8을 갖는 소형 초음속 자유분사 제트 소음을 측정하기 위하여 Fig. 8과 같이 실험 장비를 구성하였다.

고압 조건을 만족시키기 위하여 총 6개의 보배를 사용하였으며, 수 차례 분사 이후 보배 압력이 낮아질 경우 충전하기 위하여 압축기를 사용하였다. 밸브와 레귤레이터를 이용하여 초음속 로켓 노즐 입구의 압력을

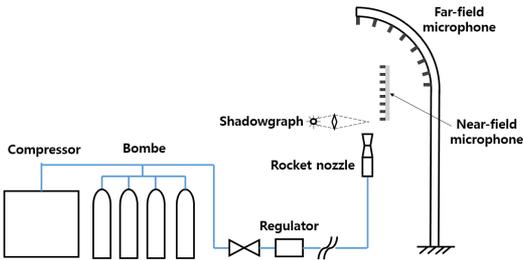


Fig. 8 Conceptual sketch of experimental setup for supersonic free-jet

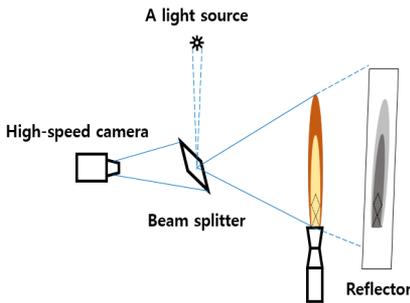


Fig. 9 Conceptual sketch of retroreflective shadowgraph technique

Table 3 Specification for two types of microphone

	GRAS 46BE 1/4"	GRAS 46BF-1 1/4"
Measuring frequency range [Hz]	4~80,000	4~100,000
Noise range [dB]	35~160	35~172
Sensitivity [mV/Pa]	3.6	3.6

5.4 bar로 구성하였다. 초음속 로켓 노즐은 지상 상방으로 설치하여 제트 소음의 지면에 대한 반사 효과를 최소화 하고자 하였다. 로켓 노즐로부터 분사되는 초음속 제트 소음을 측정하고자 새도 그래프, 근거리장 및 원거리장 마이크로폰을 설치하였다. 1 회 실험 수행 시, 3 초가량 분사하였으며 이 연구에 사용한 실험 결과는 측정된 압력이 비교적 정상 상태인 1초~2초 구간의 결과를 사용하였다. 또한 3회 분사 시, 최대 0.8 dB의 오차를 보였으므로 실험의 재현성을 확보하였다.

첫째, 소형 로켓 노즐 출구로부터 생성되는 마하수 특성을 측정하고자 역반사 새도 그래프 기법 (retroreflective shadowgraph technique)을 적용하였다. Fig. 9는 역반사 새도 그래프 기법에 대한 개략도를 나타낸다. 빛이 없는 암막 및 고휘도 반사지를 이용하여 실험 환경을 조성한 후 초고속 카메라, 광원 및 빔 스플리터를 이용하여 반사면에 맺힌 그림자를 사진으로 저장한다. 저장된 사진들의 평균값 및 배경 제거 기법을 통하여 노즐 출구에 생성되는 마하충격파를 촬영하였다.

둘째, 근거리장 소음 특성을 측정하기 위하여 총 16개의 마이크로폰을 이용하여 근거리장 음압 측정 장치를 구성하였다. 노즐 출구 중심으로부터 반경방향으로  $7D_e$  떨어진 지점에  $2.5D_e$  간격으로 각각의 마이크로폰을 설치하였다.

셋째, 원거리장 소음 특성을 측정하기 위하여 총 15개의 마이크로폰을 이용하여 원거리장 음압 측정 장치를 구성하였다. 노즐 출구 중심으로부터 측방방향으로  $17D_e$  떨어진 지점을 원점으로, 반지름  $100D_e$ 을 갖는 환형 배열의 장치를 구성하였다. 근거리장 및 원거리장 측정 장치에 사용된 마이크로폰 특성은 Table 3과 같다.

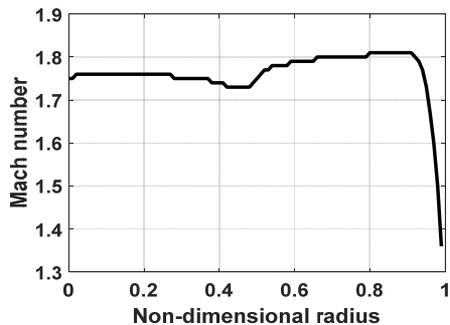


Fig. 10 Mach number according to the non-dimensional radius

### 2.3 자유분사 제트 소음 결과 비교

(1) 초음속 자유분사 제트 소음 해석 및 검증  
 출구 마하수 1.8을 갖는 소형 초음속 자유분사 제트 소음 해석/실험결과와의 비교 및 검증 절차는 아래와 같다. 우선, 제작된 로켓 노즐 형상이 출구 마하수 1.8 특성을 갖는지에 대해 해석 결과와 비교하였다. Fig. 10은 URANS 해석 결과로서, 노즐 출구 중심부

터 벽까지에 대한 마하수를 나타낸다. 노즐 출구 마하수 해석 결과는 1.76~1.8로, 설계하였던 출구 마하수 1.8과 유사한 것을 확인할 수 있다.

또한 유동해석 밀도 결과 및 역반사 새도 그래프 기법을 이용한 마하충격과 특성은 Fig. 11과 같다.

초음속 특성에 의해 충격파이 발생하며 충격파간의 거리(shock cell length,  $L_{sc}$ )는 해석 결과 및 측정 결과 모두  $1.45 D_e$ 임을 확인하였다.

근거리장의 소음특성을 비교하기 위하여 Kirchhoff 평면 영역 내 존재하는 유동해석 압력결과 및 근거리장 음압 측정 장치 결과를 비교하였다. Fig. 12는 근거리장 음압 측정 장치 및 16개의 마이크로폰 배열을 나타낸다.

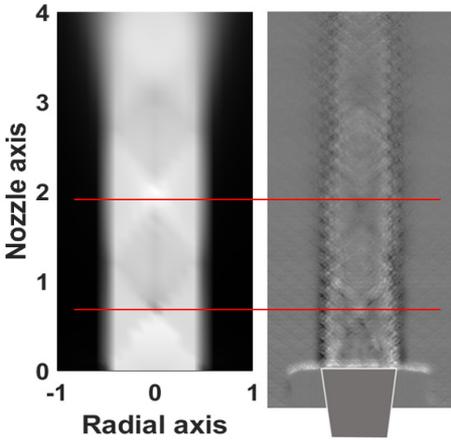


Fig. 11 Shock cell length comparison (left: DDES analysis, right: shadowgraph technique)

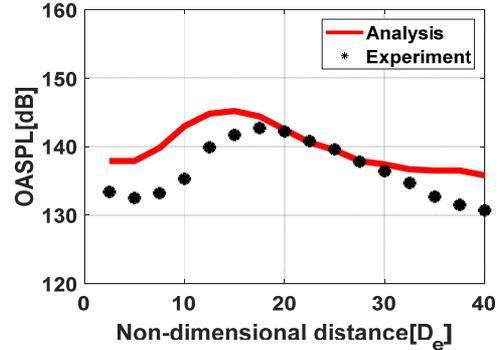


Fig. 13 Comparison of the sound pressure level at near-field for supersonic free-jet



Fig. 12 Photograph of near-field measurement for supersonic free-jet

Table 4 Sound pressure level at near-field for supersonic free-jet

Distance [ $D_e$ ]	Sound pressure level [dB]		
	Analysis	Experiment	Discrepancy
2.5	137.9	133.4	4.5
5.0	137.9	132.5	5.4
7.5	139.8	133.2	6.6
10.0	143.0	135.3	7.7
12.5	144.8	139.9	4.9
15.0	145.2	141.7	3.5
17.5	144.4	142.7	1.7
20.0	142.5	142.2	0.2
22.5	140.6	140.8	0.2
25.0	139.5	139.6	0.1
27.5	137.9	137.8	0.1
30.0	137.4	136.4	1.0
32.5	136.7	134.7	2.0
35.0	136.5	132.7	3.8
37.5	136.5	131.5	5.0
40.0	135.8	130.7	5.1

Fig. 13 및 Table 4는 근거리장 음압 비교 위치 및 해석/실험 결과를 나타낸다. 총 16개의 위치에서 실험결과와 해석 결과는 평균 3.24 dB 차이가 있음을 확인할 수 있다. 특히 지향성<sup>(4)</sup>이 있는 large scale structure(LSS영역,  $17.5-22.5D_e$ ,  $\theta_{LSS} \cong 35^\circ$ )에서는 평균 1 dB 이내의 차이가 있으며, 나머지 영역에서는 해석 결과의 음압이 실험 측정 결과에 비해 크게 예측되었다. 이는 유동해석에서 사용된 2차 기법을 이



Fig. 14 Photograph of far-field measurement for supersonic free-jet

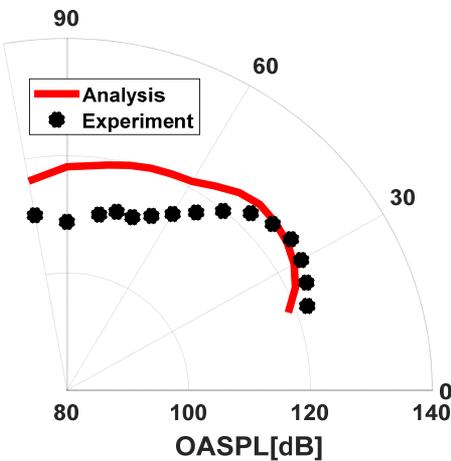


Fig. 15 Comparison of the sound pressure level at far-field for supersonic free-jet

용할 경우, 지향성이 있는 영역에서는 소음 특성을 예측할 수 있으며 나머지 영역에서도 해석결과가 실험결과에 비해 과도하게 예측하지만 경향은 잘 묘사하는 것을 알 수 있다.

Kirchhoff 평면 및 유동해석 결과를 H-K적분식에 대입하여 원거리장 16개의 임의의 위치에 분포하는 음압을 예측하였다. 또한, Fig. 14와 같이 16개의 마이크로폰을 환형배열에 구성하여 해석 결과와 비교하였다.

Fig. 15 및 Table 5는 원거리장 음압 비교 각도 및 해석/실험 결과를 나타낸다. 총 15개의 위치에서 해석 및 실험 결과는 평균 4.7 dB 차이가 있음을 확인할 수 있다. 근거리장의 경향과 유사하게, LSS영역에서 해석결과 및 실험결과가 매우 유사함을 확인하였다. 하지만 50° 이상의 높은 각도에서는 해석결과가 실험결과에 비해 과도하게 예측하는 것을 알 수 있다.

Figs. 16, 17은 원거리장 45°와 75°에서의 파워스펙트럼밀도(power spectrum density, PSD)이다. 원거리장 45°에서는 예측한 주파수 범위 내에서 실험결과와 비교적 일치하며 75°에서는 해석 결과가 실험결과에 비해 과도하게 예측함을 확인하였다. 따라서 이 연구에서 적용한 소음 예측 기법은 근거리/원거리장에서 음압 경향은 지향성이 있는 LSS영역에서는 매우 정확한 예측을 하나 나머지 영역에서는 해석 결과가 과도하게 예측하는 것을 확인하였다.

Table 5 Sound pressure level at far-field for supersonic free-jet

Angle[deg]	Sound pressure level[dB]		
	Analysis	Experiment	Discrepancy
20	118.7	122.0	3.3
25	121.4	123.4	2.0
30	123.1	124.4	1.3
35	124.1	124.9	0.8
40	124.6	124.1	0.5
45	124.8	122.7	2.1
50	124.0	119.9	4.1
55	122.5	117.0	5.5
60	121.1	114.7	6.4
65	120.7	112.8	7.9
70	120.3	111.4	8.9
75	119.7	111.5	8.2
80	119.0	110.4	8.6
90	118.1	108.7	9.4
100	116.2	110.3	5.9

### 3. 발사장치를 포함한 소형 초음속 제트 소음 예측 기법 및 실험

비행체 구조물에 작용하는 음향하중을 저감시키기 위하여 Tsutsumi, S. et al.<sup>(12)</sup>에 보고된 발사장치를 Fig. 18 과 같이 모사 및 제작하여 해석/실험에 각각 적용하였다.

앞서 사용된 출구 마하수 1.8 을 갖는 소형 로켓노즐과 발사장치 하단과의 거리는  $11D_e$ 로 두었으며 이는 Ishii, T. et al.<sup>(15)</sup>에 의해 모든 주파수 대역에서 가장 낮은 음향하중을 갖는 거리이다.

#### 3.1 발사장치를 포함한 제트 소음 예측

(1) 발사장치를 포함한 유동/음향 단방향 연계 해석 기법

발사장치를 포함한 제트 소음을 예측하기 위해서 앞서 언급된 유동/음향 단방향 연계 해석 기법과 동

일한 절차를 적용하였다. 유동해석에서 DDES기법을 이용하기 전 Kirchhoff 평면의 위치를 결정하기 위하여 URANS 해석을 진행하였다. 발사장치가 포함될 경우, 초음속 자유분사 제트에 비해 후류가 길게 형성되지 않으므로 해석 영역은 Fig. 19와 같이 설정하였다. URANS 유동해석 결과를 이용하여 정압 분포 및 정압 섭동이 1%이내인 곳에 Kirchhoff 평면을 삽입하였다. Fig. 20은 DDES해석 내 발사장치 출구로부터 축 방향으로  $0-40D_e$ , 반경방향으로  $7D_e$ 의 반원통면의 Kirchhoff 평면을 나타낸다.

발사장치를 포함한 초음속 제트 소음 해석은 자유분사 제트 해석에 비해 과도한 격자가 요구되므로, 최대 신뢰주파수를 7600 Hz을 만족하는 격자를 사용하였다. 유동 해석에는 Table 2에서 제공된 기법을 동

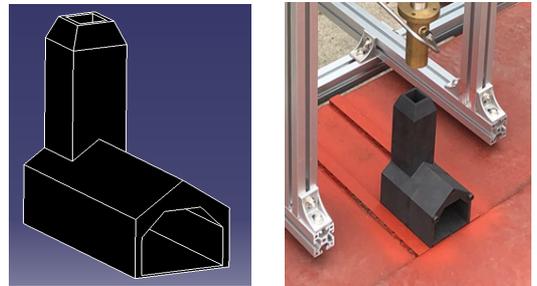


Fig. 18 Configuration of present launch system

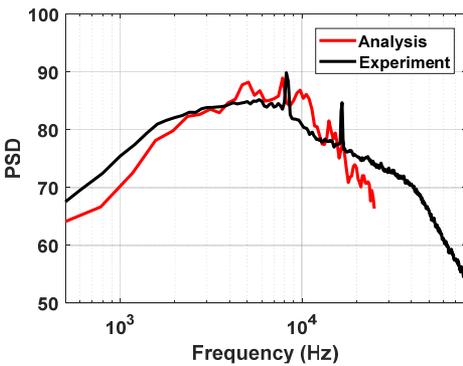


Fig. 16 Comparison of the power spectrum density at far-field ( $45^\circ$ ) for supersonic free-jet

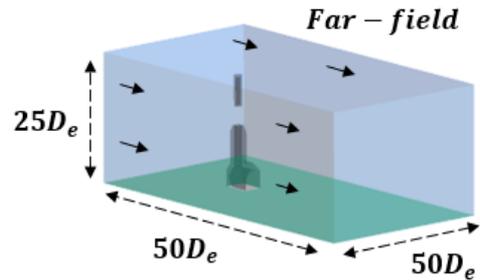


Fig. 19 Computational domain for impinging jet-analysis with a launch system

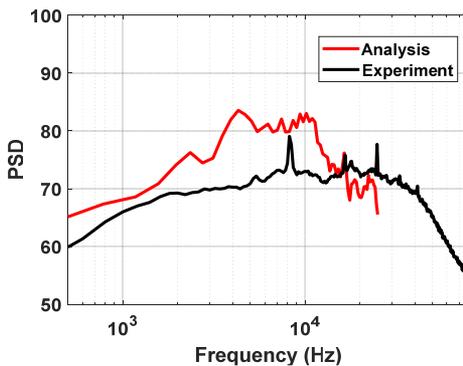


Fig. 17 Comparison of the power spectrum density at far-field ( $75^\circ$ ) for supersonic free-jet

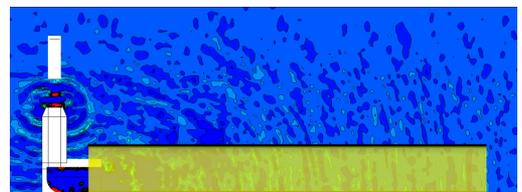


Fig. 20 Static pressure contour of the URANS with Kirchhoff surface

일하게 사용하였으며 시간전진도 동일하게 적용하였다. 소형 로켓 노즐로부터 전파되는 유동 현상이 정상(steady) 상태가 된 후로부터 Kirchhoff 평면 위 압력 변수들을 저장하였다. 변수들은 Kirchhoff 평면 위에서 자유 분사 제트 해석과 동일한 공간 및 시간 조건으로 저장하였다. 이를 식 (2)에 대입함으로써 임의의 위치 및 원거리장의 음압을 예측하였다.

**3.2 발사장치를 포함한 제트 소음 실험**

(1) 발사장치를 포함한 제트 소음 측정 실험

기존 자유 분사 제트 실험 장비를 개선하여 발사장치가 포함된 실험을 진행하였으며 이는 Fig. 21과 같다. 초음속 로켓 노즐의 입구 압력은 5.4 bar로 동일하게 구성하였으며, 실제 발사 환경을 모사하기 위하여 지상 하방으로 분사하였다. 발사장치 출구 주변은 높은 압력이 지배적이므로 마이크로폰 대신 피토 튜브를 이용하여 압력 및 마하수를 비교하고자 하였다. 원거리장 환형 배열의 중심은 초음속 로켓 노즐 출구로부터 발사장치 하방에 수직인 위치로 설정하였으며 반지름은  $100D_e$ 로 구성하였다.

첫째, 발사장치 출구로부터 전파되는 정압 및 전압을 2개의 피토 튜브로 측정한 후, 식 (3)과 같은 등엔트로피 방정식을 이용하여 마하수로 변환한다. 사용한 피토 튜브는 전압을 측정하기 위하여 PSA-C01, 정압을 측정하기 위하여 PSA-01 피토 튜브를 사용하였다. 변환된 마하수는 유동해석에서 예측된 마하수와 비교하였다. 피토 튜브의 측정 위치는 URANS 유동해석 층류(streamline) 분포 결과를 이용하였다.

$$\frac{P_{total}}{P_{static}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3)$$

둘째, 원거리장 환형 배열에 16 개의 마이크로폰을 구

성한 후, 압력을 측정하였다. 측정된 압력은 유동/음향 단방향 해석 결과와 측정된 위치에서 비교 검증하였다.

**3.3 발사장치를 포함하는 제트 소음 결과 비교**

(1) 발사장치를 포함하는 제트 소음 해석 및 검증  
 발사장치 출구 근거리에 존재하는 마하수 분포는 Fig. 22와 같이 총 3 개의 선, 16 개의 위치에서 비교하였다. 발사장치 출구로부터 나오는 유동 특성이 대칭성이 있는지 확인하기 위하여 출구로부터  $1.5D_e$  거리에 Line A를 선정하였으며, Line B와 Line C는 수직/수평의 유동 특성을 확인하기 위하여 선정하였다.

Fig. 23은 각 위치에서의 마하수 해석 결과와 실험에서 측정된 압력을 마하수로 변환하여 비교한 결과이다. 발사장치 출구로부터 대칭적인 마하수 분포 특성이 있음을 확인하였다. 지면 수직방향으로 발사장치 출구로부터 또한, 일정 거리에서 비교적 높은 마하수가 분포된다. 발사장치 출구로부터 멀어질수록 유동의 속도는 감소됨을 확인하였다.

발사장치를 이용한 유동/음향 단방향 해석 결합 기법을 검증하기 위하여 원거리장의 해석 및 실험 음압을 비교하였다. Fig. 24 및 Table 6은 발사장치를 포

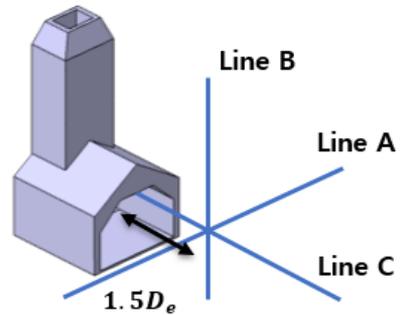


Fig. 22 Schematic diagram for near-field pressure measurement

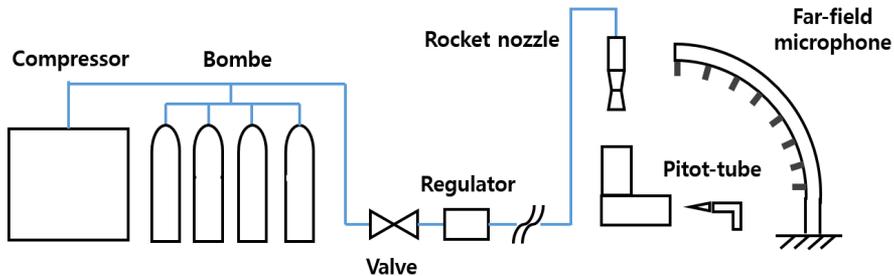
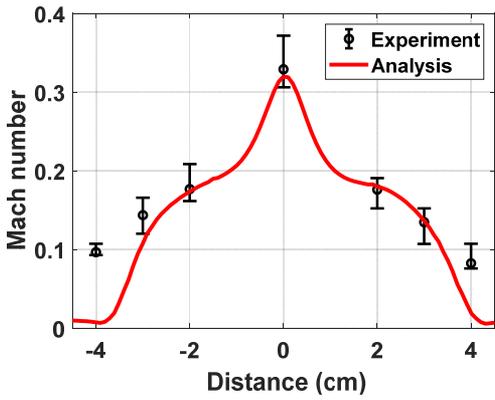
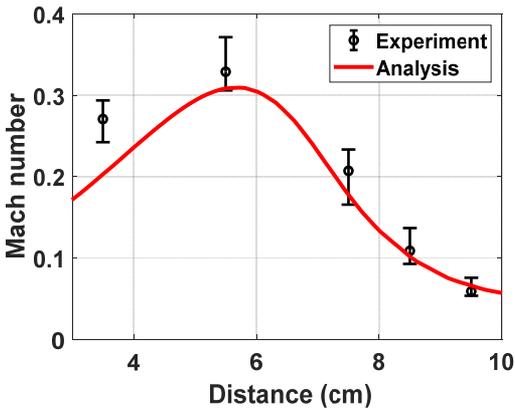


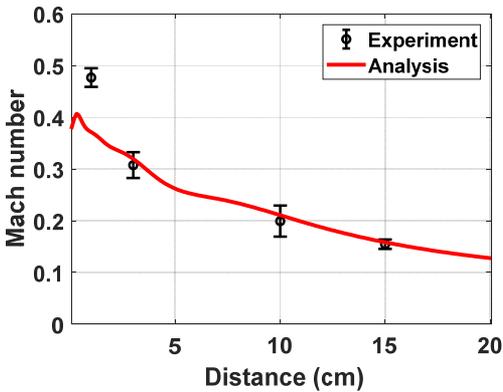
Fig. 21 Conceptual sketch of experimental setup for impinging jet with launch system



(a) Line A



(b) Line B



(c) Line C

Fig. 23 Mach distribution

함한 제트 원거리장 음압 비교 각도 및 해석/실험 결과를 나타낸다. 총 16개의 위치에서 평균 2.43 dB 차이가 있음을 확인하였다.

이 연구에서 사용한 유동/음향 단방향 해석 기법은 초음속 자유 분사 제트에 비해 발사장치가 포함된 제

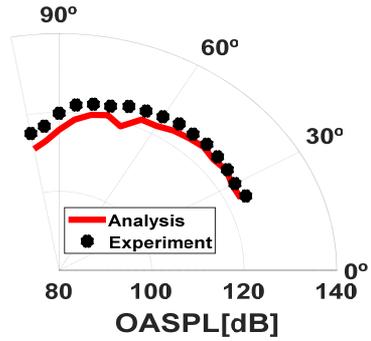


Fig. 24 Comparison of the sound pressure level at far-field for impinging jet with launch system

Table 6 Sound pressure level at far-field for impinging jet with launch system

Angle[deg]	Sound pressure level[dB]		
	Analysis	Experiment	Discrepancy
25	123.3	124.5	1.2
30	123.2	123.9	0.7
35	124.2	124.4	0.2
40	123.6	124.7	1.1
45	124.2	125.1	0.9
50	123.7	125.1	1.4
55	123.2	125.3	2.1
60	122.2	124.9	2.7
65	122.1	124.5	2.4
70	118.8	124.2	5.4
75	120.7	123.0	2.3
80	120.0	122.7	2.7
85	118.3	122.0	3.7
90	115.6	119.8	4.2
95	112.9	116.7	3.8

트 소음을 더 정확히 예측함을 확인하였다. 초음속 자유 분사 제트 소음 특성은 지향성이 강한 특성에 대해 2차 차수 기법이 적용될 경우, 방사(radiation)에 의한 에너지 소산(dissipation)이 실제 현상에 비해 높게 예측한 것으로 추측된다.

발사장치를 적용하여 비행체 구조물에 작용하는 음압 저감 효과를 확인하기 위하여, 발사장치 없이 로켓노즐을 바닥으로 분사시키는 충돌제트(impinging jet) 실험을 진행하였다. Fig. 25은 발사장치가 포함될 경우, 모든 각도에서 원거리장 음압이 감소함을 나타낸다. 특히 수직 각도( $\theta=90^\circ$ )에 작용하는 음압은 4.2 dB 감소하였으며 이는 발사장치를 통한 소음 저감 효과가 있음을 확인하였다.

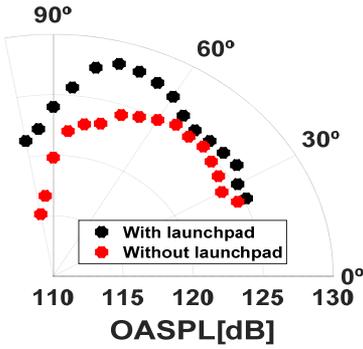


Fig. 25 Comparison of the sound pressure level at far-field for impinging jet with/without launch system

3.4 추가 발사장치 형상들을 이용한 실험

Tsutsumi, S. et al.<sup>(12)</sup>에 의해 제시된 발사장치 형상을 기준으로 길이를 연장한 2 개의 발사장치와 출구 위아래에 추가구조물을 추가한 1 개의 발사장치 형상에 대해 Fig. 26과 같이 제작하였다.

Fig. 27은 총 4개의 다른 발사장치 형상에 대한 음압 분포를 나타낸다. 기존 형상은 base, Fig. 26(a) 형상은 extension1, Fig. 26(b) 형상은 extension2, Fig. 26(c) 형상은 additional structure로 명명하였다. 비행체 구조물에 작용하는 음압은 기존 형상에 비해 3개의 추가 발사장치에서 감소됨을 확인하였다. 이는 기존 NASA SP-8072에서 보고된 실험결과에 부합한다. 발사장치의 길이를 연장할수록 내부 소음원으로부터 비행체 구조물까지의 거리가 멀어지므로 음압이 감소하는 것으로 판단된다. 또한 발사장치 출구에 추가구조물을 추가한 형상 또한 비행체 구조물에 작용하는 음압이 추가적으로 2 dB ~ 3 dB 감소함을 확인하였다. 그러나 추가구조물을 포함한 발사장치의 경우 기존의 발사장치 형상에 비해 5 dB이상의 음압이 증가하였다. 추가구조물을 포함한 발사장치를 적용할 경우 내부에 생성되는 소음원에 대한 추가 연구가 필요하다.

4. 결 론

이 연구에서는 초음속 자유분사 제트 및 발사장치를 포함한 충돌 제트 소음을 예측하기 위한 해석 기법·절차 개발 및 검증에 위한 실험을 수행하였다. 출구 마하수 1.8을 갖는 소형 로켓노즐을 설계하고 초음속 자유분사제트에 대해 유동·음향 단방향 연계 해석 기법을 적용하여 출구 마하수, 출구 부근의 충격

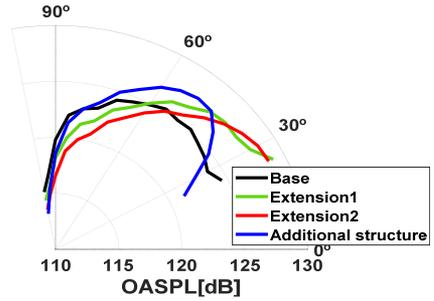


Fig. 27 Comparison of the sound pressure level at far-field for different configurations of launch system

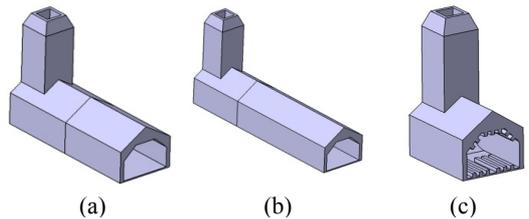


Fig. 26 Three different configurations of the present launch system

파 특성, 근거리·원거리장의 음압을 예측하였다. 이를 검증하고자 역반사 새도 그래프, 근거리·원거리장 배열 및 마이크로폰을 이용하였다. 마하충격파 특성 길이는  $1.45D_c$ 로 유사함을 확인하였으며 근거리·원거리장 음압은 해석·실험결과가 서로 3.24 dB, 4.7 dB의 오차가 있음을 확인하였다. 또한 발사장치를 포함하는 충돌 제트 소음에 대해 동일한 유동·음향 단방향 연계 해석 기법을 적용하였다. 이를 검증하고자 동일한 조건에서의 실험을 진행하였다. 발사장치의 형상은 소음 저감 효과가 검증된 형상을 적용하였다. 발사장치 출구 주변의 마하수는 2개의 피토 튜브에서 측정된 압력을 치환하여 해석 결과와 비교하였다. 원거리장의 음압은 해석·실험 결과 평균 2.43 dB의 오차를 보였다. 따라서 이 연구에서 적용한 유동·음향 단방향 해석 기법은 초음속 자유분사·충돌 제트 소음을 비교적 정확히 예측할 수 있음을 검증하였다. 발사장치의 소음 저감 효과를 확인하기 위하여, 발사장치 유무에 따른 음압을 비교하였으며 비행체 구조물에 작용하는 음압이 최대 4.2 dB 감소하는 것을 확인하였다. 3개의 추가 발사장치 형상들을 실험에 적용하여 추가 소음 저감 효과를 확인하였다. 하지만 다

양한 발사장치 형상에 대한 음압 분포는 상이하였으며, 이는 추후 유동/음향 단방향 연계 해석 기법을 적용하여 추가 연구를 모색하고자 한다.

## 후 기

이 연구는 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 한국과학기술원 초고속비행체특화센터에서 수행되었습니다(과제번호: Contract UD170018CD).

## References

- (1) Eldred, K. M., 1971, Acoustic Loads Generated by the Propulsion System, NASA SP-8072.
- (2) Varnier, J., 1998, Noise Radiated from Free and Impinging Hot Supersonic Jets, Proceedings of the 4th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, No. AIAA 98-2206.
- (3) Haynes, J. and Kenny, R. J., 2009, Modifications to the NASA SP-8072 Distributed Source Method II for Area I Lift-off Environment Predictions, Proceedings of the AIAA 30th Aeroacoustics Conference, No. AIAA 2009-3160.
- (4) Bodony, D. J. and Lele, S. K., 2006, 433 Review of the Current Status of Jet Noise Predictions Using Large-eddy Simulation, Proceedings of the AIAA 44th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, No. AIAA 2006-486.
- (5) Bodony, D. J. and Lele, S. K., 2008, Current Status of Jet Noise Predictions Using Large-eddy Simulation, AIAA Journal, Vol. 46, No. 2, pp. 364-380.
- (6) Choi, H. and Moin, P., 2012, Grid-point Requirements for Large Eddy Simulation: Chapman's Estimates Revisited, Physics of Fluid, Vol. 24, No. 1, p. 011702.
- (7) Caruelle, B. and Ducros, F., 2003, Detached-eddy Simulations of Attached and Detached Boundary Layers, International Journal of Computational Fluid Dynamics, Vol. 17, No. 6, pp. 433-451.
- (8) Housman, J. A., Stich, G.-D., Kiris, C. C. and Bridges, J., 2017, Jet Noise Prediction Using Hybrid RANS/LES with Structured Overset Grids, Proceedings of the 23th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Denver, Colorado.
- (9) Gely, D., Elias, G., Bresson, C., Foulon, H. and Radulovic, S., 2000, Reduction of Supersonic Jet Noise - Application to the Ariane 5 Launch Vehicle,

Proceedings of the 6th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Lahaina, Hawaii, No. AIAA 2000-2026.

(10) Tsutsumi, S., Kato, S., Fukuda, K., Takaki, R. and Ui, K., 2009, Effect of Launch System Shape on Acoustic Field of Launch Vehicle at Lift-off, Proceedings of the 47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Orlando, Florida, No. AIAA 2009-328.

(11) Tsutsumi, S., Ishii, T., Ui, K., Tokudome, S. and Wada, K., 2015, Study on Acoustic Prediction and Reduction of Epsilon Launch Vehicle at Liftoff, Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 52, No. 2, pp. 350-361.

(12) Tsutsumi, S., Ishii, T., Ui, K. and Tokudome, S., 2015, Assessing Prediction and Reduction Technique of Lift-off Acoustics Using Epsilon Flight Data, Proceedings of the 53rd AIAA Aerospace Sciences Meeting, Kissimmee, Florida, No. AIAA 2015-1007.

(13) Tam, C. K. W., 2012, Spatial Discretization in Wave Number Space, Computational Aeroacoustics: A Wave Number Approach, Cambridge University Press, New York, pp. 21-37.

(14) Greska, B. J., Krothapalli, A., Horne, W. C. and Burnside, N., 2008, Proceedings of the 14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, Vancouver, Canada. No. AIAA 2008-3026.

(15) Ishii, T., Tsutsumi, S., Ui, K., Tokudome, S., Ishii, Y., Wada, K. and Nakamura, S., 2012, Acoustic Measurement of 1:42 Scale Booster and Launch Pad, Proceedings of the Meetings on Acoustics, Vol. 18, No. 1, p. 040009.



**Sang-Joon Shin** completed his Ph.D. studies in Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Technology in 2001 on integral twist actuation of helicopter rotor blades for vibration reduction. In 2003, he started his academic professional career in the Dept. of Mechanical and Aerospace engineering, Seoul National University. His major research interest has been the rotary wing structural dynamics and aeroelasticity, fluid-structure interaction of aircraft/rotorcraft/space launch vehicle.

# 미세티끌 효과에 대한 마찰진동 연구

## Friction-induced Vibration by Dust Effect

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

(Received March 3, 2020 ; Revised April 3, 2020 ; Accepted April 3, 2020)

**Key Words :** Friction-Induced Vibration(마찰진동), Dust(미세티끌), Negative Slope(음의 기울기), Analytical Finite Element Model(융합 모델), Eigenvalue Analysis(고유치 해석)

### ABSTRACT

In this study, the friction-induced vibration of the reciprocating device is measured under dust conditions and the dynamic instability mechanism using the analytical finite element model is proposed. In the case of absence of dust, a friction-induced vibration did not occur and the corresponding friction coefficient increased with the increase in revolutions per minute (r/min). In contrast, under the dust condition, a negative slope is developed, in which the friction coefficient decreases with increase in r/min. Consequently, the friction-induced vibration is generated. The results show that this system is excited by the negative slope mechanism, and the dynamics instability is predicted using the analytical finite element model. The numerical results show that the unstable frequency is due to dynamics instability caused by the bending mode of the frictional direction.

## 1. 서론

친환경 자동차 산업이 발달되면서 경량화 문제는 자동차 산업의 필수적인 요인이 되었다. 따라서 내외장 부품에서 엔지니어링 플라스틱의 필요성이 꾸준히 증대되고 있다. 플라스틱 재질의 강도 및 내열성이 개선되어 그 활용성은 특정 부품을 가리지 않고 증대되고 있다. 플라스틱은 일반적으로 금속성 재질보다 마찰계수가 상대적으로 낮으며, 초기 마찰진동 문제가 상대적으로 적게 나타났다. 그러나 플라스틱 재질의 사용 용도가 높아지고 제품이 노후화되면서 마찰진동에 대한 문제가 부각되고 있다. 특히 자동차 산업에서 감성품질 결함인 BSR 문제에서 rattle 및 squeak 진동은 매우 중요한 문제이다.

플라스틱에 대한 마모 및 트라이볼로지 현상에 대한 연구는 오랜 기간 연구되어 왔다. Rorrer, R. A. et al.<sup>(1)</sup>은 마찰에 의해 유발된 진동에서 음의 기울기의 효과에 대해 system parameter를 통해 연구했다. 또한 서브시스템의 강성 및 댐핑이 시스템 응답에 미치는 영향도를 파악하여 동적 마찰계수와 정적 마찰계수의 차이가 음의 기울기를 결정짓는 가장 중요한 파라미터임을 찾았다. 그러나 Myshkin, N. K. et al.<sup>(2)</sup>리뷰 연구에서 보면 고분자 플라스틱 계열의 마찰곡선은 재질이나 환경에 따라 차이가 난다. 예를 들어보면 PC는 마이너스 지수함수 궤적을 그리며 음의 기울기를 보이지만, nylon은 양의 기울기를 보인다. 또한 fiber의 경우 속도에 대한 마찰계수의 변화가 없다. 또한, 임계 마찰 조건에서 마찰곡선의 특성이 달라짐을 보여준다<sup>(3)</sup>.

† Corresponding Author ; Member, Inha University, Professor  
E-mail : kangj@inha.ac.kr  
\* Member, Inha University, Researcher

‡ Recommended by Editor Jung Woo Sohn

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

마찰곡선의 변화는 플라스틱 소재에서만 한정적으로 발생하지 않는다. 이는 일반적인 금속성 재질에서도 발생하며, 윤활조건에 민감하다. 특히, 실험연구에서 보면 debris가 음의 기울기를 발생시키는 주요 인자로 예측하였다<sup>(4-6)</sup>. 음의 기울기에 의한 동적 불안정성은 자동차 브레이크 시스템에서 강제영 등에 의해 이론적으로 명확하게 설명되었다<sup>(7,8)</sup>. 또한 남재현 등<sup>(9,10)</sup>은 다양한 마찰진동 시스템에서 마찰곡선이 발생함을 보여주고 음의 기울기에 의한 동적 불안정성 발현되는 것을 예측하였다. 그러나 마찰 시스템마다 특성이 서로 다르기 때문에 음의 기울기가 발생하는 원인을 명확하게 설명하는 연구는 극히 드물다. 일반적으로 음의 기울기는 마찰에 의해 debris가 발생하고 경도가 낮은 카운터 시편에서 전이되어 표면에 응착 현상으로 인해 발생하는 것으로 추정된다. 물리적으로 응착 현상은 마찰표면에서 동 마찰계수와 정 마찰계수의 차이를 만들어낸다. 그러나 이를 검증하는 것은 매우 어렵다<sup>(11-13)</sup>. 최근 Xu, J. Y. et al.<sup>(14)</sup>은 magnetic field에서 금속성 재질들의 마찰에 의한 소음 진동을 계측하고, magnetic field가 마찰계수를 낮게 만들어 소음과 진동을 억제하는 것을 보여주었다. 그러나 플라스틱 재질에서 음의 기울기와 마찰진동 발생의 연관성을 규명하는 것은 대단히 어렵다. 플라스틱 소재는 장시간 마찰을 겪어도 마찰계수가 상대적으로 낮고, debris가 잘 발생되지 않기 때문에 두 시편의 마찰현상만으로 마찰진동을 유발시키기는 매우 어렵다<sup>(15)</sup>.

마찰진동이 발생할 때 접촉된 표면의 상태나 윤활 조건은 마찰진동 발생에서 매우 중요한 요인 중 하나이다. 표면의 groove나 surface texturing은 debris를 접촉 표면에 응착되지 못하게 하여, 마찰 계수를 낮춰주고 음의 기울기 형성을 더디게 한다<sup>(5,16,17)</sup>. 비슷한 사례로 윤활 및 코팅도 조건도 있다<sup>(6,18,19)</sup>.

위 연구들을 종합해 보면, 플라스틱 소재는 마찰에 의한 debris가 거의 형성되지 않기 때문에 마찰진동이 발생하지 않아야 한다. 그러나 실제 자동차에서 사용된 플라스틱에서 마찰에 의한 진동은 빈번하게 발생된다. 대표적으로 내구환경을 겪은 부품이나 주변 환경조건에 따라 불규칙하게 발생하는 경우를 쉽게 볼 수 있다<sup>(20)</sup>.

따라서 이 논문은 외부에 노출된 환경조건을 접촉면에 미세입자가 도포된 조건으로 모사하였다. 미세

입자가 도포된 조건에서 플라스틱 재질의 마찰진동을 계측하고, 마찰진동의 발생 원인을 마찰곡선의 특성으로 설명하였다. 또한 실제 계측된 마찰곡선의 특성을 semi-analytical model에 반영하여 시스템 파라미터 해석을 통해 미세입자가 도포된 조건의 동적 불안정성에 대해 분석하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 실험장비 및 조건

Fig. 1은 dust가 마찰진동에 기여하는 영향을 분석하기 위한 왕복운동 장치의 개략도이다. Fig. 1에서 왕복 운동 장치는 초기 하중이 없을 때, 카운터 밸런스에 의해 평형상태이다. 수직하중은 오직 추의 하중에 의해 결정된다. 실험에서는 9.8 N의 힘이 수직하게 가해진다. plate는 스텝 모터 및 부속 장치를 통해 왕복운동하고 있다. 접촉면에 평형방정식에 의해 수직하중이 결정되고 마찰력이 유도된다. 마찰력은 인장 압축이 계측 가능한 로드셀을 통해 시스템에서 발생하는 마찰계수에 대한 물리적인 값으로 아래와 같이 간단하게 변환된다.

$$N = \frac{Wgd_2 + Fh}{d_2} \tag{1}$$

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{Fd_2}{Wgd_2 + Fh}, \tag{2}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Tension}(+F) \text{ if } F > 0 \\ \text{Compression}(-F) \text{ if } F < 0 \end{array} \right\}$$

여기서  $F$ ,  $d_2$ ,  $W$ ,  $g$ ,  $h$ 는 각각 접촉면에서 작용하

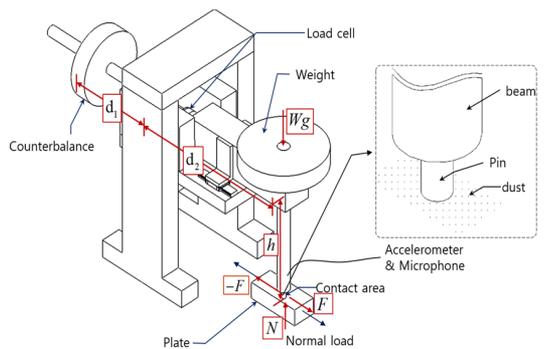
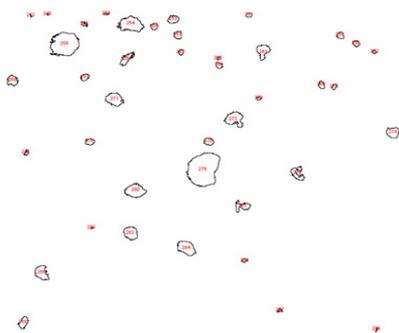
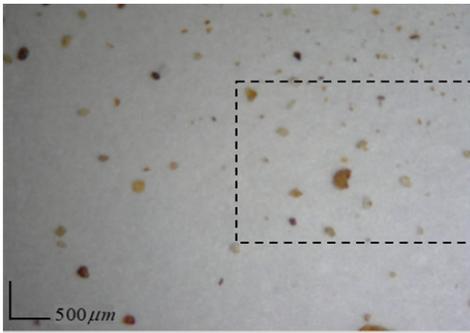
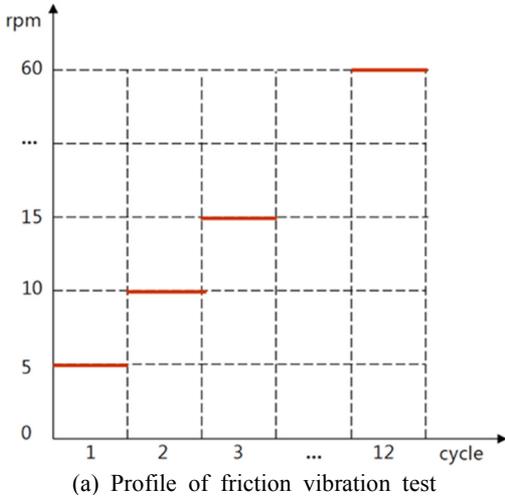


Fig. 1 Test setup of the reciprocating system

는 마찰력, 회전 중심축에서 접촉면 중심까지의 거리, 질량, 중력가속도, 접촉면에서 회전축 중심까지의 높이이다. 1축 가속도계는 마찰방향의 진동을 민감하게 측정하기 위해 빔에 미끄럼 방향과 평행하게 부착되었다. 힘과 가속도는 동시 측정되기 때문에 마찰곡선과 마찰에 의한 진동의 상관관계는 명확하게 분석될 수 있다.

Fig. 2에서 보듯이 실험 모드는 각 속도에 상응하는

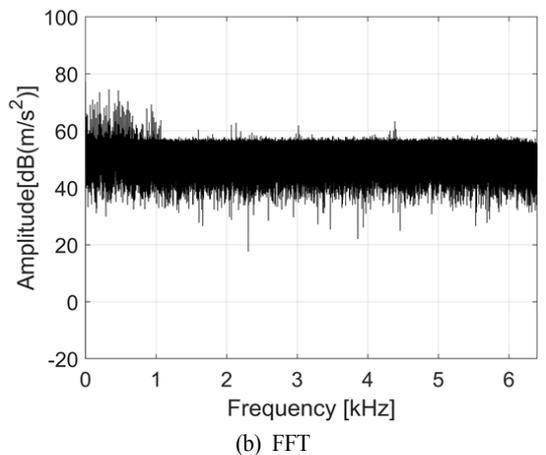
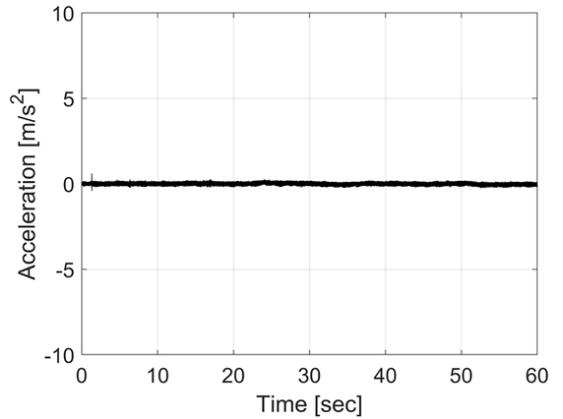


(b) Dust specimen  
**Fig. 2** Test mode

주기로 분할하여 실험하였다. 한 주기는 마찰하는 동안에 0.3 m 설정된 동일한 미끄럼 거리로 왕복 운동한다. 각 주기는 초기 5 r/min부터 5 r/min씩 증가하며, 12 주기(60 r/min)까지 실험하였다. 또한 dust에 의한 마찰 효과를 분석하기 위해 dust가 도포된 실험 조건은 초기 표면에 dust를 약 0.08 g 도포하여 실험을 수행하였다. 이는 미세먼지 등에 의해 오염된 자동차 사이드 미러, 실내 선바이저 및 대쉬보드 등 플

**Table 1** Material properties

	Plate	Pin
Material	Al (A6061 T6)	ABS
Density	2700 [kg/m <sup>3</sup> ]	1360 [kg/m <sup>3</sup> ]
Young's modulus	71 [GPa]	10 [GPa]
Poisson ratio	0.33	0.3



**Fig. 3** Background acceleration

라스틱 내 외장재에서 쉽게 찾을 수 있다.

실험 환경은 온도 27 °C, 습도 50 %의 건성마찰 조건에서 수행되었으며, 실험 전 시편은 동일하게 알코올 세척으로 표면처리 후 사용되었다. 실험에 사용된 시편의 기계적인 물성치는 Table 1에서 보여준다. 실험에 사용된 dust의 크기는 Fig. 2(b)에서 보듯이 일부 영역에서 간단한 이미지 처리를 이용하여 경계면을 구하였다. Dust는 평균 약 5988 $\mu\text{m}^2$ 를 가지고 있다. 재질은 일반적인 로드 파티클이며, 필터를 통해 소형의 사이즈만 가지고 실험을 수행하였다.

Fig. 3은 마찰이 없을 때 시스템 구동(60 r/min)에 대한 배경 진동이다. Fig. 3(a), (b)는 각각 time analysis 결과이며, FFT를 취한 결과이다. FFT 결과 500 Hz 이상의 모든 주파수 대역에서 peak가 나타나지 않으며, 작동 노이즈에 대해 마찰에 의한 진동의 영향을 없음을 보여준다.

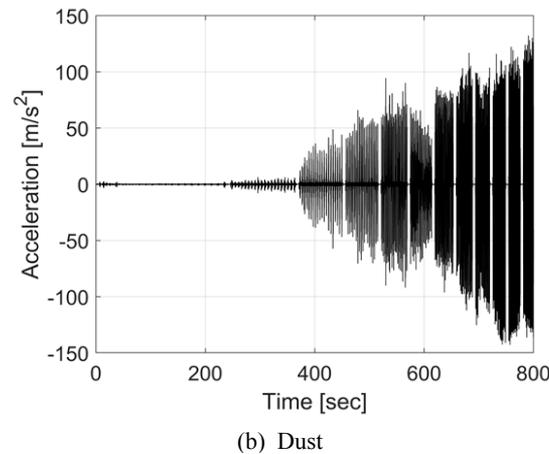
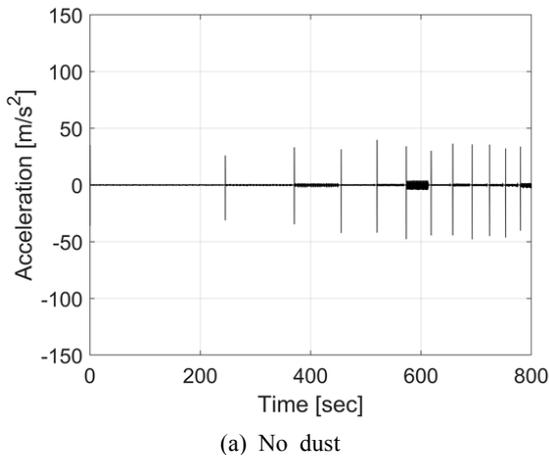


Fig. 4 Variation of acceleration

## 2.2 Dust 효과에 의한 마찰진동 실험 결과

마찰에 의한 진동 및 마찰계수는 2.1절에 나타난 실험조건으로 계속되었다. Fig. 4는 실험 전체 시간에 대한 가속도 변화를 보여준다. Fig. 4(a)에서 보듯이 dust가 없는 조건에서는 진동의 크기가 Fig. 4(b)의 dust가 있는 조건보다 상대적으로 매우 낮다. 또한 속도 변화에 따라 진동의 크기는 무관함을 보여준다. 하지만 dust가 있는 조건에서는 초기 마찰진동이 거의 없지만 240초 이후부터 진동이 발생되었다. 이 가속도에 상응하는 마찰계수의 변화는 Fig. 5에 나타났다. 마찰계수는 양수 음수로 계속되며 각각 인장방향과 압축방향을 나타낸다. 마찰계수는 상대적으로 인장방향 보다 압축방향에서 크게 나타난다. Dust가 없는 조건에서는 Fig. 5(a)에서 보듯이 인장 방향과 압축 방향의 마찰계수는 속도가 증가하면서 서서히 증가한다.

반면에 Fig. 5(b)에서 보듯이 dust가 접촉면에서 준

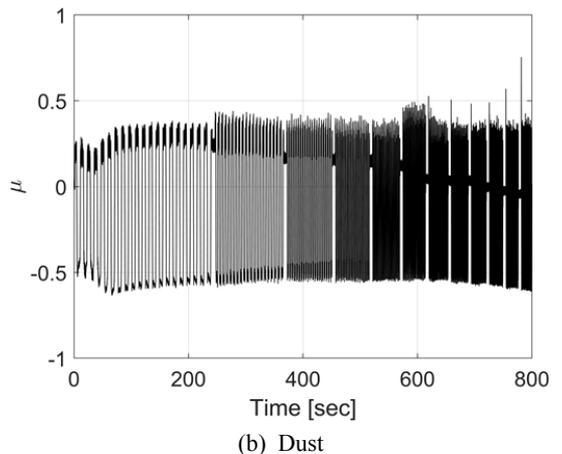
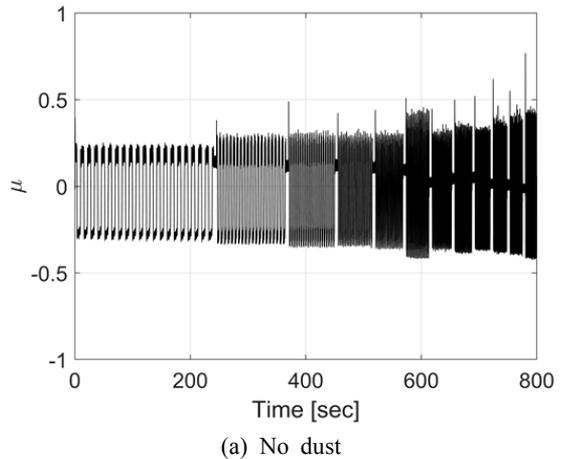
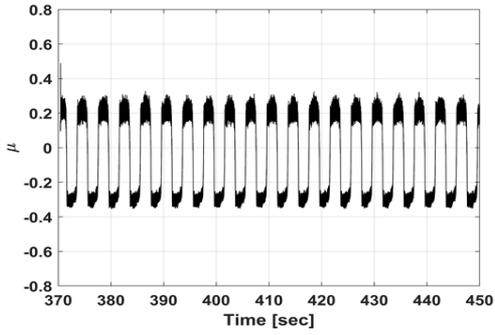
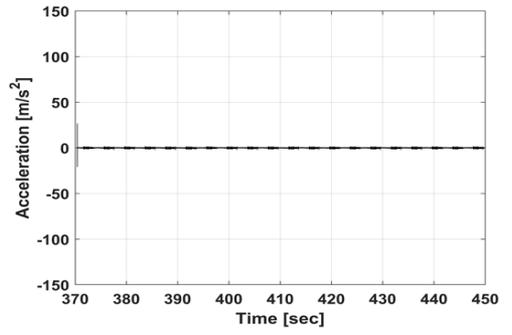


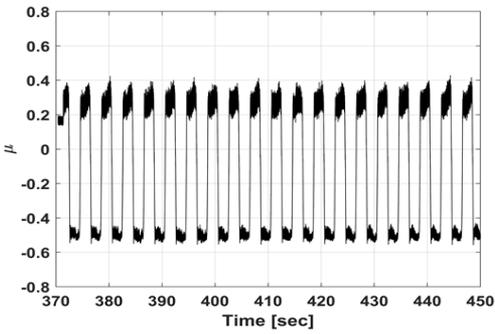
Fig. 5 Variation of friction coefficient



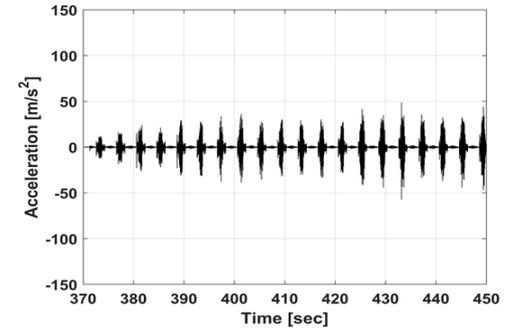
(a) Friction coefficient without dust



(c) Acceleration without dust

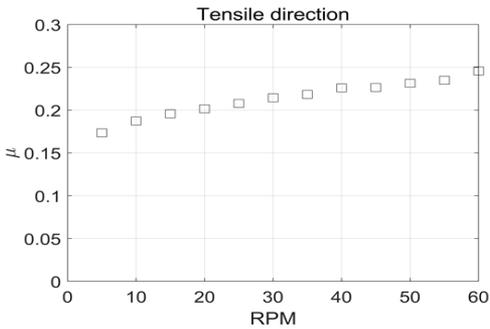


(b) Friction coefficient with dust

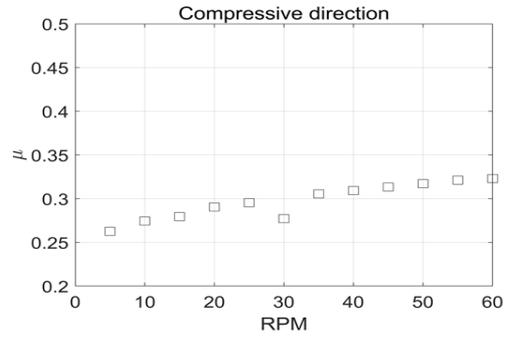


(d) Acceleration with dust

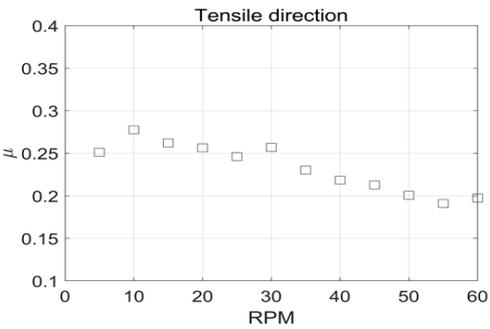
**Fig. 6** Acceleration and friction coefficient at 15 r/min



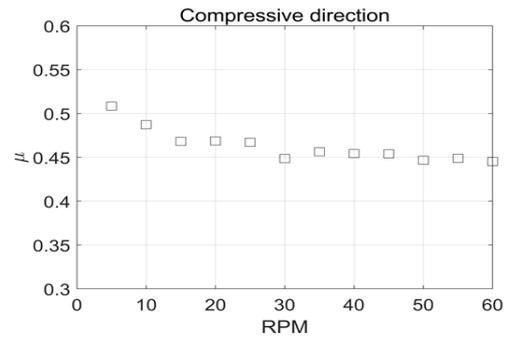
(a) No dust



(c) No dust



(b) Dust and compressive direction



(d) Dust

**Fig. 7** RMS of friction coefficient variation with respect to r/min: tensile direction

재하면 각 주기마다 마찰계수의 변화가 상대적으로 크게 나타난다. 또한 인장방향에 비해 압축방향의 마찰계수가 확연하게 크다. 각 마찰계수의 방향성과 마찰진동과의 관계를 Fig. 6에 나타냈다. 이는 15 r/min에 상응하는 주기에서 결과이다.

15 r/min에 구간에서 dust가 없는 조건은 Fig. 6(a), (c)에서 보듯이 인장방향과 압축방향 모두 마찰진동이 발생하지 않지만, dust가 있는 조건은 압축방향에서 명확하게 마찰에 의한 진동이 크게 발생한다. 즉, 시스템에서 마찰에 의한 진동은 압축방향일 때 민감하게 발생하며, 인장일 때는 상대적으로 마찰에 의한 진동 민감성이 낮은 것을 보여준다.

위와 같은 마찰에 의한 진동이 발생하는 메커니즘을 추적하기 위해 속도에 대한 각 방향의 마찰계수의 평균값 변화를 Fig. 7에 표현하였다. Fig. 7(a)~(d)는 각각 dust가 없을 때 인장방향, dust가 있을 때 인장방향, dust가 없을 때 압축방향, dust가 있을 때 압축 방향을 나타냈다. Dust가 없으면, 속도 변화에 상응하는 마찰계수의 평균값은 Fig. 7(a), (c)에서 보듯이 양의 기울기를 발현시킨다. 양의 기울기는 선형 마찰진동 메커니즘 관점에서 안정성을 증가시키는 요소로 작용한다<sup>(15)</sup>. 반면에 Fig. 7(b), (d)에서 보듯이 dust가

표면에 존재하면 인장, 압축방향 모두 속도가 증가하면 마찰곡선은 음의 기울기가 나타난다. 또한 Fig. 4의 0 초~240 초에서 보듯이 평균마찰 계수가 가장 큰 Fig. 7(d)의 5 r/min 상응하는 구간에서 마찰에 의한 진동이 발생하지 않았다. 이는 마찰 계수의 크기는 시스템에서 마찰진동을 발현시키는 직접적인 인자가 아님을 보여준다. 즉, 이 시스템에서 발현되는 마찰진동의 메커니즘은 모드연성에 의한 불안정성이 아님을 암시한다.

반면에 dust가 존재하면 초기부터 음의 기울기가 발현되고 마찰에 의한 진동이 증폭되었다. Fig. 8에서 보듯이 마찰 실험이 종료된 이후 각 조건의 표면은 서로 다른 특성을 보인다. Dust가 없는 조건인 Fig. 8(a)는 상대적으로 표면의 손상이 거의 없고 debris의 응착이 잘 나타나지 않는다. 그러나 Fig. 8(b)에서 보듯이 dust가 도포된 조건은 접촉표면에 전반적으로 debris가 응착되었다. 따라서 이 시스템에서 마찰에 의한 진동을 직접적으로 유발시키는 메커니즘은 dust에 의한 마찰곡선의 음의 기울기임을 나타낸다. 이를 마찰진동 메커니즘 측면에서 분석하고자 마찰진동 융합모델을 구성하였다.

2.3 운동방정식

접촉되는 마찰 면적은 매우 작다고 가정하면 Fig. 9와 같이 점접촉 시스템을 모델링 가능하다. 이때 빔 구조가 변형되면 접촉점에서 변위 벡터와 속도 벡터는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{u} = u_1\mathbf{i} + u_2\mathbf{j} + u_3\mathbf{k} \tag{3}$$

$$\dot{\mathbf{u}} = \dot{u}_1\mathbf{i} + \dot{u}_2\mathbf{j} + \dot{u}_3\mathbf{k} \tag{4}$$



Fig. 8 Contact surface of pin

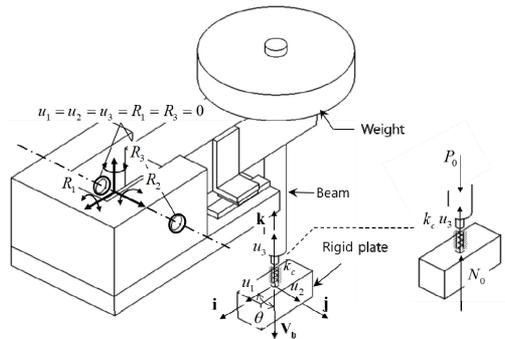


Fig. 9 Contact model and boundary condition

여기서  $i, j, k$ 는 각각 접촉면에서 방향 벡터를 의미한다. 또한 수평 이동하는 접촉점의 속도벡터를  $\dot{\mathbf{u}}$  라고 할 때 빔과 이동속도 벡터  $\mathbf{v}_b$  간 상대속도 벡터는 식 (5)와 같다.

$$\mathbf{v}_{rel} = \dot{\mathbf{u}} - \mathbf{v}_b \tag{5}$$

마찰모델은 쿨롱 모델을 사용하였으며, 쿨롱 모델은 다음과 같다

$$\mathbf{F} = -\frac{\mathbf{v}_{rel}}{|\mathbf{v}_{rel}|} \mu \cdot N_0 \tag{6}$$

여기서 접촉점에서 마찰계수  $\mu$ 는 상대속도에 대한 함수  $\mu(V_{rel})$ 로 표현할 수 있으며, 노말 방향 접촉힘  $N_0$ 은 정압  $P_0$  및 진동에 따른 힘  $k_s \mu_s$ 으로 나타낼 수 있다. 여기서  $\mu_k, \mu_s, \alpha$ 는 음의 기울기를 결정짓는 시스템 파라미터이며 각각 동 마찰계수, 정 마찰계수, decay 지수를 의미한다.

$$\mu(V_{rel}) = \mu_k + (\mu_s - \mu_k)e^{-\alpha|V_{rel}|} \tag{7}$$

모드가정법(assumed mode method)을 이용하여 왕복운동장치의 마찰접촉 운동방정식을 표현하기 위해 라그랑지 방정식(lagrange equation)을 이용하였다. 라그랑지 방정식을 표현하기 위한 시스템의 에너지는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T = \frac{1}{2} \rho \int_{v_p} \dot{\mathbf{u}}_s \cdot \dot{\mathbf{u}}_s dv_R \tag{8}$$

$$U_c = \frac{1}{2} k_c u_3^2 \tag{9}$$

여기서  $dv_R$ 는 왕복운동장치의 체적을 의미하며, 왕복운동장치의 운동에너지는 구조체의 속도벡터  $\mathbf{u}_s$ 의 내적으로 표현된다.  $U_c$ 는 접촉점에서 스프링 강성에너지를 의미하며, 전체 강성에너지  $U$ 는 접촉점에서 스프링 강성에너지와 구조체의 강성에너지  $U_R$ 의 합으로 나타낼 수 있다. 모달좌표  $q$ 에 의해 모드로 이산화된 마찰접촉 운동방정식은 아래와 같다.

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right] - \left[ \frac{\partial T}{\partial q_j} \right] + \left[ \frac{\partial U}{\partial q_j} \right] = \sum_{j=1}^N Q_j \tag{10}$$

$i=1,2,3,\dots,N, j=1,2,3,\dots,N$

일반화된 힘은 마찰접촉에 의한 비보존력(non-conservative force) 및 가상변위로 표현된 가상일로부터 구할 수 있다.

$$\delta W = \sum_{j=1}^N Q_j \delta q_j = \sum_{j=1}^N \left( \sum_{i=1}^N \mathbf{F}_i \cdot \frac{\partial \mathbf{u}_i}{q_j} \right) \cdot \delta q_j \tag{11}$$

유한요소법의 모달해석에 의한 고유벡터들을 사용하여 왕복운동장치에 대한 접촉 점에서의 변위벡터를 모드전개법으로 근사화할 수 있다.

$$u_1 \equiv [\phi_j^{u_1}] \{q_j\} = \sum_{j=1}^N \phi_j^{u_1} q_j, (j=1,2,\dots,N) \tag{12}$$

$$u_2 \equiv [\phi_j^{u_2}] \{q_j\} = \sum_{j=1}^N \phi_j^{u_2} q_j \tag{13}$$

$$u_3 \equiv [\phi_j^{u_3}] \{q_j\} = \sum_{j=1}^N \phi_j^{u_3} q_j \tag{14}$$

여기서  $\phi_j^{u_1}, \phi_j^{u_2}, \phi_j^{u_3}$ 는 j번째 모드형상 벡터이며, 위치자 각 진동방향을 나타낸다. 유한요소모델을 구성하고, 정상상태에서 선형화하면 다음과 같은 선형 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[M] \{\ddot{q}\} + [C_N] \{\dot{q}\} + [C_R] \{q\} + [\omega^2] \{q\} + [K_c] \{q\} + [A] \{q\} = \{0\} \tag{15}$$

선형 운동방정식 (15)의 각 시스템 행렬의 물리적인 의미는 다음과 같다.  $[\omega^2]$ 은 고유주파수 대각행렬이며,  $[K_c]$ 는 접촉강성연성에 의한 대칭 행렬,  $[A]$ 는 마찰연성된 비대칭 행렬이다. 또한  $[C_N]$ 은 선형화된 마찰곡선의 음의 기울기에 의한 음의 댐핑 행렬이며,  $[C_R]$ 은 방사 댐핑 행렬이다. 운동방정식 (15)에서 각 행렬은 아래에 정의되었다.

$$[C_N]:$$

$$= P_0 h (-\cos^2 \theta \sum_j \phi_j^{u_1} \sum_i \phi_i^{u_1} - \cos \theta \sin \theta \sum_j \phi_j^{u_2} \sum_i \phi_i^{u_1} - \sin \theta \cos \theta \sum_j \phi_j^{u_1} \sum_i \phi_i^{u_2} - \sin^2 \theta \sum_j \phi_j^{u_2} \sum_i \phi_i^{u_2}) \tag{16}$$

[C<sub>R</sub>]:

$$\frac{P_0 \mu_0}{v_b} (\sin^2 \theta \sum_j^N \phi_j^{\mu_1} \sum_i^N \phi_i^{\mu_1} - \cos \theta \sin \theta \sum_j^N \phi_j^{\mu_2} \sum_i^N \phi_i^{\mu_1} - \cos \theta \sin \theta \sum_j^N \phi_j^{\mu_1} \sum_i^N \phi_i^{\mu_2} + \cos^2 \theta \sum_j^N \phi_j^{\mu_2} \sum_i^N \phi_i^{\mu_2}) \quad (17)$$

[ω<sup>2</sup>] = diag[ω<sub>i</sub><sup>2</sup>] (18)

[K<sub>c</sub>] = k<sub>c</sub> ∑<sub>j</sub><sup>N</sup> φ<sub>j</sub><sup>μ<sub>3</sub></sup> ∑<sub>i</sub><sup>N</sup> φ<sub>i</sub><sup>μ<sub>3</sub></sup> (19)

$$[A] = \mu_0 k_c (\cos \theta \sum_j^N \phi_j^{\mu_3} \sum_i^N \phi_i^{\mu_3} + \sin \theta \sum_j^N \phi_j^{\mu_3} \sum_i^N \phi_i^{\mu_2}) \quad (20)$$

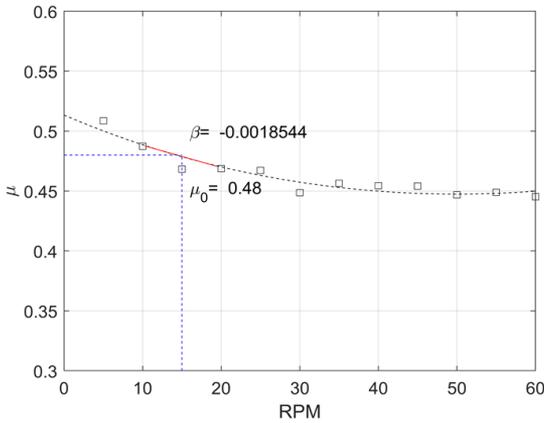
선형 운동방정식을 통해 복소수 형태의 고유치를 구할 수 있으며, 복소수 해의 실수부가 양의 실수 (R<sub>e</sub> < 0)인 경우 마찰에 의한 불안정 시스템으로 예측할 수 있다.

**2.4 결과**

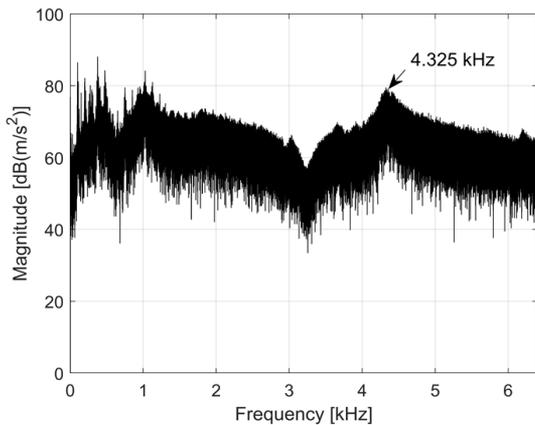
마찰곡선의 음의 기울기에 대한 시스템 파라미터인 기울기 β 및 마찰계수 μ<sub>0</sub>는 Fig. 10과 같이 압축 방향의 실험값을 기준으로 결정하였다. 2차 함수로 가정하여 표현된 마찰곡선(점선)은 15 r/min에서 직선의 기울기를 구하여 선형화된 기울기 값을 도출하고 해석에 반영하였다. 또한 15 r/min에서 발생하는 진동을 FFT 취한 결과 및 spectrogram을 각각 Fig. 11과 Fig. 12에서 나타냈다.

Fig. 11의 FFT 결과에서 보듯이 4325 Hz에서 peak가 나타났다. 이는 마찰에 의한 진동이 4325 Hz 근방의 모드에 의해 발현되었음을 암시한다. 또한 진동의 크기는 Fig. 12에서 보듯이 압축방향에서 크게 발생한다. 대표적인 압축방향 마찰구간(423 s ~ 425 s) 및 인장방향 마찰구간(438 s ~ 440 s)을 Fig. 12에 표현하였다.

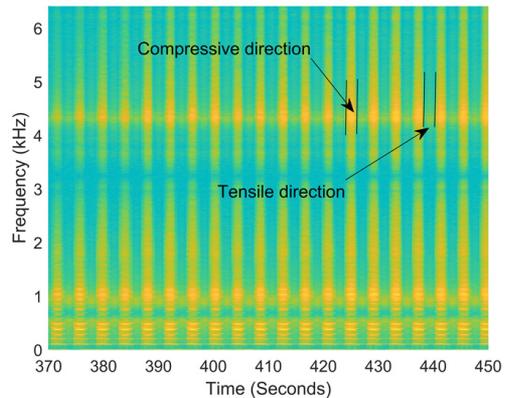
위 실험결과를 해석적으로 규명하기 위해 Fig. 10에서 측정한 마찰계수의 음의 기울기를 해석에 반영하였다. Fig. 13(a)에서 보듯이 ‘A’ 모드는 4260 Hz에서 불안정성을 발현시킨다. 이는 모드연성 없이 마찰곡선의 음의 기울기에 의해 단독적인 불안정 모드임



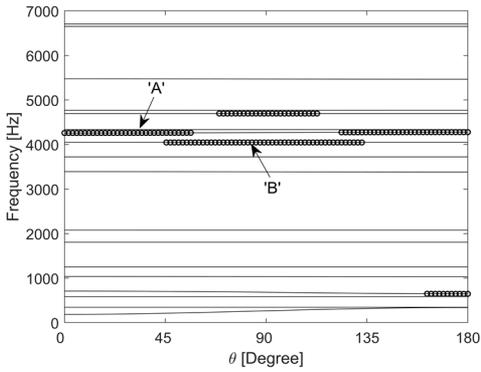
**Fig. 10** Linearized friction curve at 15 r/min of compressive direction with dust condition.



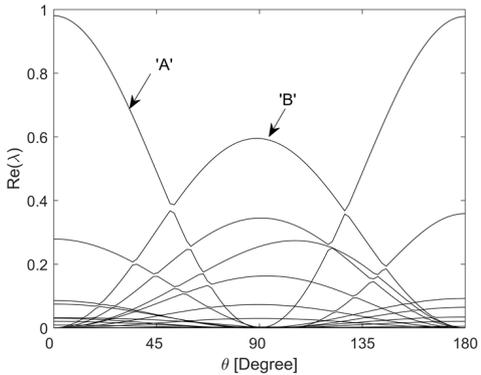
**Fig. 11** FFT of acceleration at 15 r/min



**Fig. 12** Spectrogram of acceleration at 15 r/min



(a) Imaginary part where “o” indicates positive real parts ( $Re > 0.3$ )



(b) Real part

Fig. 13 Eigenvalue analysis with  $\theta$

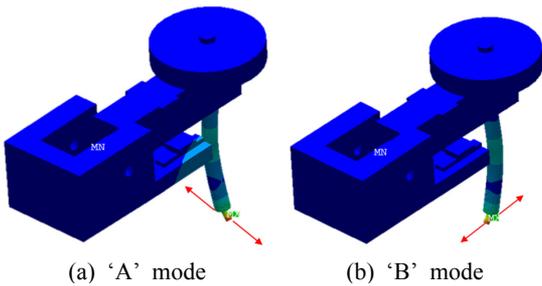


Fig. 14 Unstable mode shape of Fig.13

을 보여주며, 마찰방향에 의존적이다. 즉, Fig. 13(b)에서 보듯이 마찰방향과 불안정모드의 방향이 일치할 때 양의 실수부의 크기가 최대가 된다.

Fig. 14(a), (b)는 각각 ‘A’, ‘B’ mode에 상응하는 모드형상이다. 불안정 모드형상은 각 마찰방향에 변위가 큰 모드이다. 이는 마찰방향의 모드가 불안정성을 발현시키는 주요모드이며, 빔의 굽힘 모드가 마찰에 의한 진동을 유발함을 보여준다. 특히 음의 기울

기가 존재하면 마찰방향과 일치하는 모드에서 모드연성 없이 단독적인 불안정성이 발현됨을 예측하였다.

### 3. 결 론

이 논문은 dust 조건하에 발생하는 마찰진동을 계측하고, 발생하는 마찰진동의 메커니즘에 대해 해석을 수행하였다. 이를 통해 다음과 같은 결론에 도달하였다.

(1) Dust로 오염된 접촉면에서 플라스틱-알루미늄 조합은 4325 Hz에서 마찰에 의한 진동이 발생하였다. 이는 dust가 표면을 손상을 가속시켜 debris를 응착시키고 음의 기울기를 발현시켰다.

(2) Dust 조건은 마찰계수의 음의 기울기가 발현되면서 마찰진동이 시작되었지만, dust가 없는 조건은 양의 기울기가 발생하고 마찰진동이 발생되지 않았다.

(3) 빔 구조의 접촉점에서 마찰계수의 음의 기울기가 나타나면 시스템 고유치의 양의 실수부가 발생하였고, 이는 시스템의 동적 불안정성을 나타낸다.

(4) 빔 구조의 동적 불안정성은 시스템의 마찰방향 굽힘모드가 지배적인 모드에서 마찰계수의 음의 기울기 메커니즘에 의해 발생하였다.

향후 추가적인 환경을 고려할 수 있는 융합 모델을 개발하여 다양한 환경조건에서 마찰진동 메커니즘을 연구할 예정이다.

### References

- (1) Rorrer, R. A. and Brown, J. C., 2000, Friction-induced Vibration of Oscillating Multi-degree of Freedom Polymeric Sliding Systems, Tribology International, Vol. 33, No. 1, pp. 21~28.
- (2) Myshkin, N. K., Petrokovets, M. I. and Kovalev, A. V., 2005, Tribology of Polymers: Adhesion, Friction, Wear, and Mass-transfer, Tribology International, Vol. 38, No. 11~12, pp. 910~921.
- (3) Eiss Jr, N. S. and McCann, B. P., 1993, Frictional Instabilities in Polymer-polymer Sliding, Tribology Transactions, Vol. 36, No. 4, pp. 686~692.
- (4) Jibiki, T., Shima, M., Akita, H. and Tamura, M., 2001, A Basic Study of Friction Noise Caused by Fretting, Wear, Vol. 251, No. 1~12, pp. 1492~1503.
- (5) Nam, J. H., Do, H. C. and Kang, J. Y., 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.

(6) Nam, J. H., Baek, J. S., Do, H. C. and Kang, J. Y., 2017, Experimental Investigation of Friction Noise on Lubricated Contact, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 31, No. 12, pp. 5751~5760.

(7) Kang, J. Y., Krousgrill, C. M. and Sadeghi, F., 2009, Comprehensive Stability Analysis of Disc Brake Vibrations Including Gyroscopic, Negative Friction Slope and Mode-coupling Mechanisms, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 324, No. 1-2, pp. 387~407.

(8) Kang, J. Y., 2008, Parametric Study on Friction-induced Coupled Oscillator, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 222, No. 8, pp. 1381~1387.

(9) Nam, J. H., Do, H. C. and Kang, J. Y., 2017, Investigation of Friction Induced Vibration in Lead Screw System Using FE Model and Its Experimental Validation, *Applied Acoustics*, Vol. 122, pp. 98~106.

(10) Nam, J. H. and Kang, J. Y., 2012, Unstable Brake Pad Mode due to Friction-velocity Slope, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 12, pp. 1206~1212.

(11) Baek, J. S. and Kang, J. Y., 2015, An Experimental Investigation of Dry Friction Noise for Several Metallic Materials, *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A*, Vol. 39, No. 7, pp. 681~686.

(12) Kang, J. Y., 2012, Effect of Friction Curve on Brake Squeal Propensity, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 2, pp. 163~169.

(13) Cho, S. W. and Lim, B. D., 2016, An Experimental Study on the Squeal Noise Generation due to Dynamic Instability of Brake Pad, *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 24, No. 5, pp. 520~526.

(14) Xu, J. Y., Mo, J. L., Wang, X. C., Zhang, X., Wang, D. W. and Zhou, Z. R., 2018, Effects of a Horizontal Magnetic Field on Unstable Vibration and Noise of a Friction Interface with Different Magnetic Properties, *Tribology International*, Vol. 120, pp. 47~57.

(15) Gustafsson, E., 2013, Investigation of Friction between Plastic Parts, Master's Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.

(16) Wang, X. C., Mo, J. L., Ouyang, H., Wang, D. W., Chen, G. X., Zhu, M. H. and Zhou, Z. R., 2016, Squeal Noise of Friction Material with Groove-textured Surface: An Experimental and Numerical Analysis, *Journal of tribology*, Vol. 138, No. 2, p. 021401

(17) Wang, D. W., Mo, J. L., Ouyang, H., Chen, G. X., Zhu, M. H. and Zhou, Z. R., 2014, Experimental and Numerical Studies of Friction-induced Vibration and Noise and the Effects of Groove-textured Surfaces, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 46, No.2, pp. 191~208.

(18) Kim, H. S., Kim, D. H., Lee, W., Cho, S. J., Hahn, J. H. and Ahn, H. S., 2010, Tribological Properties of Nanoporous Anodic Aluminum Oxide Film, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 205, No. 5, pp. 1431~1437.

(19) Lee, G. S., Choi, J. H., Choi, Y. C., Bu, S. D. and Lee, Y. Z., 2011, Tribological Effects of Pores on an Anodized Al Alloy Surface as Lubricant Reservoir, *Current Applied Physics*, Vol. 11, No. 5, pp. S182~S186.

(20) Kchaou, M., Lazim, A. M., Hamid, M. A. and Bakar, A. A., 2017, Experimental Studies of Friction-induced Brake Squeal: Influence of Environmental Sand Particles in the Interface Brake Pad-disc, *Tribology International*, Vol. 110, pp. 307~317.



**Jaehyeon Nam** received the B.S. and M.S. degree in the Department of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University. He is currently a Ph.D. candidate in Inha University and one of the members in Dynamic System and Vibration Lab. His research interest is the simulation and experiment of friction noise and disc brake squeal.



**Jaeyoung Kang** is an 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.

# 볼트의 소리 신호를 이용한 합성곱 신경망 기반 체결력 측정 방법

## Measurement of the Clamping Force by Using the Sound Radiation from the Bolt based on ConvNet

도 경 민\* · 김 완 승\* · 권 재 수\*\* · 박 준 홍†

Gyungmin Toh\*, Wanseung Kim\*, Jaesoo Gwon\*\* and Junhong Park†

(Received March 20, 2020 ; Revised April 6, 2020 ; Accepted April 6, 2020)

**Key Words** : Clamping Force(체결력), Convolutional Neural Network(합성곱 신경망), Bolt(볼트), Sound Signal(소리신호)

### ABSTRACT

This paper presents a novel method for measuring the clamping force using sound that occurs during bolt fastening. The resonance frequency of the bolt increases with the progress of the fastening process. This characteristic change is utilized as the feature analyzed by a convolutional neural network (CNN). The clamping force is measured using a load cell, and is then used during labeling for classification. To measure the radiated noise, a microphone is installed near the fastening part. In addition, a signal-processing method is proposed to apply the measurement to deep-learning classification and perform data augmentation. The CNN architecture was modeled, and the fastening force was determined using the classification method. The estimated value was compared with the actual load cell measurements.

### 1. 서 론

볼트에 의한 기계식 조인트는 구조물의 결합에 효율성과 신뢰성에 의해 많이 사용되는 요소이다<sup>(1)</sup>. 동력 전달과 같은 중요한 기능을 수행하기 위하여 부품들 간의 높은 기밀성 및 결합 강성의 유지가 필요하다. 볼트를 이용한 체결 구조물의 경우 다른 체결 방식에 비해 높은 강도와 강성을 제공하여 사용의 빈도가 높다<sup>(2)</sup>. 볼트 결합은 설계 요소로 볼트의 체결력, 소재, 재질, 형상 등이 체결된 구조물의 안정성 및 완성도를 결

정한다. 설계 요소 중 체결력을 제외한 다른 부분은 볼트 자체를 생산할 때 이미 결정이 되어 필요한 설계치를 만족하기 쉬우나, 체결력은 생산 단계에서 결정되어 지속적인 관찰 및 관리가 필요한 요소이다.

일반적으로 볼트의 체결력을 측정하기 위한 방식으로 토크법이 사용되었다<sup>(3)</sup>. 볼트를 체결할 때 토크 렌치를 이용하여 토크를 측정하고 토크와 체결력간의 선형 관계를 이용하여 체결력을 예측하는 방식이다. 토크법의 경우 측정이 간단하고 비용이 저렴한 장점이 있으나 토크 에너지의 상당 부분이 마찰에 의한 열에너지로 소산되어 체결력 산포가 최대 40%까지

† Corresponding Author; Member, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Professor  
E-mail : parkj@hanyang.ac.kr

\* Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Student

\*\* Hyundai Motor Group, Fastening &Joining Technology Team, Principle Researcher

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

발생하여 정확한 측정 결과를 도출하기 어렵다.

볼트의 체결력을 측정하기 위한 다른 연구로는 초음파를 이용하여 체결력을 측정하는 방법이 있다<sup>(4)</sup>. 볼트에 초음파를 투과하고 비행시간(TOF)을 측정하는 방식으로 체결 전후의 볼트 인장 길이를 측정하는 방식이다. 볼트의 부하에 의하여 발생하는 파동 전파 속도의 차이는 매우 작아 전파 시간을 측정 하는 방식의 정확도는 높은 수준이다. 하지만 볼트의 가공이 필수적으로 필요하여 실제로 제조과정에서 사용하는 제품의 체결력을 실시간으로 측정하기 어렵다는 단점이 존재한다.

초음파를 이용하여 볼트의 인장 길이를 측정하고 홀의 법칙을 이용하여 체결력을 추정하는 방식과 유사한 방식으로 스트레인 게이지를 이용하는 방법과 체결 각도를 측정하는 방법이 있다<sup>(5-7)</sup>. 스트레인 게이지를 이용하는 방식은 볼트의 축과 게이지의 정확한 정렬이 필요하고 또한 실제 사용되는 볼트나 매립되는 형식의 볼트에 사용이 불가능하고 각도법은 볼트의 헤드가 착좌되는 시점을 정확히 제시할 수 없다는 단점이 있다.

또다른 방법으로는 직접적으로 와셔형 로드셀을 볼트 체결시 볼트 헤드와 구조물 사이에 설치하여 체결력을 측정하는 방법이 있다. 볼트의 체결력을 힘센서로 직접 계측하는 방법으로 높은 정확도로 결과를 도출할 수 있다. 실제 적용에는, 와셔의 두께로 볼트의 체결 깊이가 알아지고 로드셀이 들어가 있는 형태로 제품이 제작된다. 따라서 실제 적용이 어렵다는 단점이 있다.

이 연구에서는 볼트의 체결 중 발생하는 소리 신호를 이용하여 높은 수준의 정확도로 체결력을 측정한다. 체결이 진행됨에 따라 볼트의 진동 특성이 변화하게 되고 이는 너트 러너의 구동 소음과 더불어 마이크를 통해 수집된다. 딥러닝을 위해 빅데이터가 필요하기 때문에 데이터 증강이 필요하다. 이산 신호의 곡선적합을 이용한 연속화 작업 후 데이터 추출 포인트를 시간 대역에서 변화시키며 새로운 신호를 생성한다. 생성된 신호는 원신호와 동일한 특성을 갖고 있으나 데이터의 값이 달라 서로 다른 데이터로 사용이 가능하다는 장점이 있다. 소리 신호의 특성이 볼트가 체결됨에 따라 다르게 발생하는데 이를 섀프트럼 해석을 통하여 시각화한다. 그림의 판별에 적합한 합성곱 신경망을 이용하여 분류하는 방식으로 체결력

을 관측한다. 이 방법은 스마트 공장 구현에 필수적인 공정 변수의 실시간 관측을 가능하게 한다.

## 2. 마이크를 이용한 볼트 체결력 측정 실험

체결에 사용된 볼트의 소재는 SCM 435로 GEOMET® 아연 도금 처리되었다. 볼트의 길이는 70 mm 이고 직경은 10 mm의 M-10 볼트를 사용하였다. 볼트의 피치는 표준 규격인 1.25 mm 이다. 측정에 사용된 마이크는 B&K사의 4187 type 이고 Fig. 1 과 같이 고정 장치를 통하여 체결이 진행되는 볼트 근처에서 발생하는 볼트의 소음을 51 200 Hz의 샘플링 주파수로 측정하였다. 너트 러너의 토크를 60 r/min 으로 일정하게 정한 후 50 Nm에서 75 Nm까지 5 Nm 단위로 체결하며 발생하는 체결력을 로드셀을 통하여 측정하였다. 체결에 사용된 너트 러너는 Atlas Copco 사의 모델을 사용하였다. 데이터 수집은 NI사의 cDAQ-9178과 9234 모델을 이용하여 수행하였다. MATLAB을 통하여 신호 처리, 데이터 증강 및 데이터 이미지화가 수행되었고 python을 이용하여 합성곱 신경망을 이용한 판별을 진행하였다.

너트 러너를 이용하여 볼트의 체결이 진행될 때 볼



Fig. 1 Experimental setup of bolt clamping force estimation with microphone and load cell

트에서 발생하는 동특성 변화는 볼트 근처에 설치한 마이크를 통하여 측정된다. Fig. 2는 마이크를 이용하여 측정된 음향 신호이고 Fig. 3은 측정된 신호의 단시간 푸리에 변환(STFT)을 보여 준다. 체결의 경우 1.2초에 시작하여 약 2.5초에 완료된다. 체결이 완료되는 시점에서 너트 러너가 급격히 멈추며 이 때 발생하는 충격 신호가 3초 이후에 전 주파수 대역을 가진다는 것을 알 수 있다. 볼트의 체결이 진행됨에 따라 6000 Hz 부근의 주파수 성분이 고주파로 이동하는 것이 측정되었다. 전체 측정 신호의 길이는 5초에 걸쳐 여유롭게 체결 진동을 측정할 수 있도록 하였다.

### 3. 볼트 결합 구조물의 진동학적 특성

#### 3.1 볼트의 인장력이 존재하는 보 모델링

볼트를 이용하여 체결을 진행할 때, 볼트의 인장은

진동 특성에 영향을 준다. 볼트를 회전하며 체결하면 볼트의 인장력이 증가하고 볼트 결합 구조물의 체결력이 증가하게 된다. 실험에 사용된 볼트를 에 대한 진동 모델링을 진행하였다. 체결력이 증가하는 볼트를 보로 가정하였을 때 운동 방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial \zeta^4} - T \frac{\partial^2 w}{\partial \zeta^2} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \tag{1}$$

여기서  $E$ 는 보의 탄성계수,  $I$ 는 관성모멘트,  $T$ 는 인장력,  $\rho$ 는 보의 밀도,  $A$ 는 보의 단면적,  $w$ 는 변위,  $\zeta$ 는 보에서 진동이 측정되는 위치이고  $t$ 는 시간 변수를 나타낸다. 위의 식을 통하여 볼트의 체결력이 증가함에 따라 체결 신호의 주파수 성분이 증가함을 Fig. 4를 통해 알 수 있다<sup>(8)</sup>.

#### 3.2 셉스트럼 분석을 이용한 체결력 이미지화

이 연구에서는 합성곱 신경망에 이용할 특징으로 시간에 따른 셉스트럼 변화를 추출하였다. 셉스트럼은 ‘주파수의 주파수’라고 불리며 용도에 따라 다양한 형태로 정의할 수 있다. 이 연구에서는 실수부 셉스트럼을 사용하였고 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\hat{x}_r(\tau) = DCT[\log(|X(f)|)] \tag{2}$$

여기서 DCT는 이산 코사인 변환이고  $X(f)$ 는 시간 영역 신호의 푸리에 변환이다. 이산 코사인 변환의 표준 변형 중 식 (3)과 같은 식을 사용하였다.

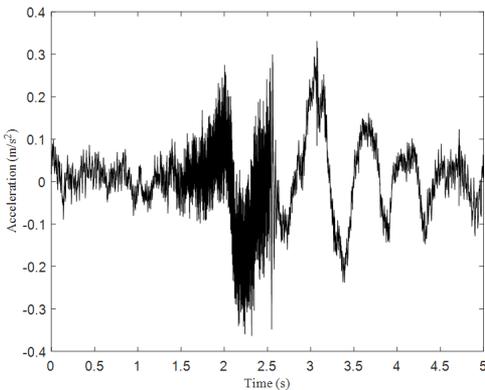


Fig. 2 Raw data of bolt fastening signal

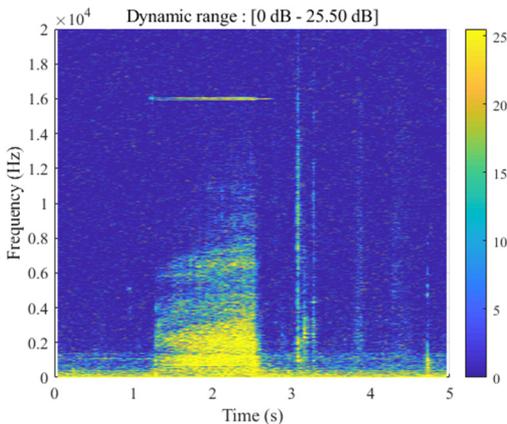


Fig. 3 Short-time spectrum of the bolt fastening signal

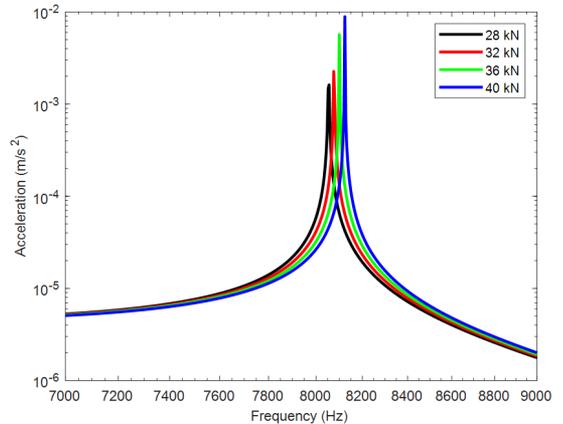


Fig. 4 Frequency component variations according to the increasing clamping force

$$DCT(y(k)) = \sqrt{\frac{2}{N}} \sum_{n=1}^N y(n) \frac{1}{\sqrt{1+\delta}} * \cos\left(\frac{\pi}{2N}(2n-1)(k-1)\right) \tag{3}$$

여기서  $y$ 는 측정 신호,  $N$ 은 신호의 길이,  $k=1,2,\dots,N$ 이고  $\delta$ 는 크로네커 델타이다.

#### 4. 합성곱 신경망을 이용한 체결력 판별

합성곱 신경망은 딥러닝의 일종으로 이미지의 패턴이나 물체를 인식하는 시각처리 과정을 모방한 모델이다. 합성곱 신경망은 다층 신경망의 모델로 하나의 입력 계층(input layer), 출력 계층(output layer) 외에 하나 이상의 합성곱 계층(convolution layer), 풀링 계층(pooling layer)이 주요 판별 계층으로 사용되며 필요에 따라 텐스 계층(dense layer), 드롭아웃 계층(dropout layer)을 이용할 수 있다. 이 연구에서 사용한 합성곱 신경망의 구조는 Fig. 5와 같다.

입력 이미지의 픽셀은 49 951이고 3×3크기의 합성곱 필터를 이용하여 이전 층에 대하여 왼쪽에서 오른쪽으로 위에서 아래로 지나가며 가중치를 곱한다. 출력된 결과를 다음 층에 전달하는 형식으로 합성곱 계층이 이용된다. 풀링 계층은 이미지의 크기를 축소하는 의도로 이용되는데 합성곱 계층에서 추출한 정보를 간단하게 만들고 노이즈를 감소시켜 판별에 도움을 준다. 이 연구에서 사용한 2×2 크기의 맥스 풀링 필터는 합성곱 필터와 동일한 방향으로 이미지를 분석하며 해당 필터 내에서 가장 큰 값을 도출하는 형태로 다음 층에 정보를 전달한다. 드롭아웃 계층은 과적합(overfitting)을 막기위하여 사용된다. 은닉 계층이 많은 딥러닝을 사용할 경우 학습용 데이터의 과적합이 발생할 수 있는데 지정한 비율의 뉴런을 제거하는 방식을 통해 이를 방지한다. 이 연구에서는 전체 판별 데이터의 25%를 제거하였다. 드롭아웃은 전체 뉴런이 하나의 뉴런으로 움직이는 상호적용(co-adaptation)을 예방하기 위하여 사용되기도 한다<sup>9)</sup>. 텐스 계층은 이전 계층을 통해 들어온 입력을 다음 레이어에 전달할 출력과 연결하는 역할을 한다. 입력 뉴런의 수와 출력 뉴런의 수의 곱만큼 가중치가 발생하게 되는데 딥러닝은 학습과정에서 이러한 가중치를 결정하게 된다. 텐스 계층의 경우 입력 뉴런의 수에 관계없이 출력 뉴런의 수

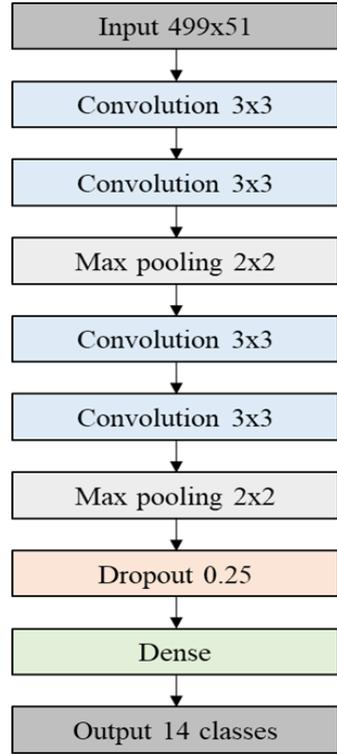


Fig. 5 Architecture of convolutional neural network model

를 설정할 수 있어 출력 계층 이전에 주로 사용하게 된다.

이 연구에서 사용한 클래스의 수는 14로 각각의 클래스는 해당하는 체결력을 의미한다. 출력 계층은 이름과 동일하게 최종적으로 딥러닝을 통과하여 판별한 결과값을 출력하고 정답 유무에 대한 판별에 이를 이용한다.

#### 5. 곡선 적합을 이용한 데이터 증강

딥러닝을 이용한 판별 모델의 경우 방대한 수의 데이터를 학습 단계에서 요구한다. 이를 해결하게 위하여 다양한 방식의 데이터 증강(data augmentation)이 개발되고 있다. 이 연구에서 목표하는 볼트 체결 신호의 경우 너트 러너의 토크 제어 방식을 이용하여 체결을 진행한 후 로드셀 장치를 이용하여 체결력을 측정하는 방식으로 취득한다. 이 때 사용되는 볼트의 경우 신품을 이용하여 측정을 진행한다. 체결력 측정을 위하여 많은 수의 볼트를 이용하여 다양한 종류의

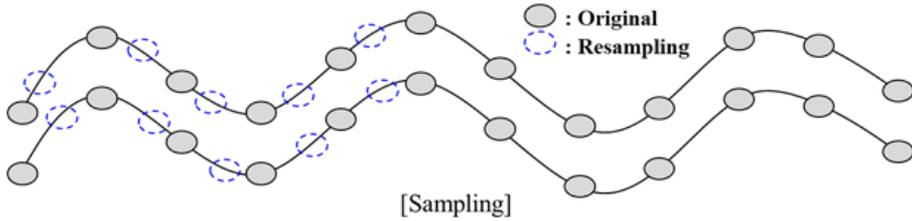


Fig. 6 Basic concept schematic of resampling for vibration signal

Table 1 Training and validation dataset

Process	Number of data
Training	180×14
Validation	20×14
Total	2800

데이터를 얻을 수 없기 때문에 데이터 증강을 위한 방법이 필요하다.

볼트를 체결할 때 발생하는 음향을 측정하여 신호 처리를 이용한 이미지를 얻기 전에 raw data를 생성하였다. 데이터 생성을 위하여 MATLAB의 곡선 적합 중 스플라인 기능을 사용하였다. 음향 신호의 경우 연속적인 체결 소음을 마이크로 측정할 후 데이터 수집 장치를 이용하여 처리하는데 이 과정에서 데이터의 이산화(discretization)가 발생한다. 이산화된 데이터를 곡선 적합을 이용하여 다시 연속적인 데이터로 재생산 한 후 데이터의 수집점(sampling point)을 달리하며 원 신호의 형태를 유지하며 서로 다른 수집하여 새로운 학습용 데이터를 생성한다. 기본적인 개념은 Fig. 6과 같다.

### 6. 실험 결과 분석

측정된 데이터의 체결력 산포는 28 kN에서 41 kN으로 판별에는 1 kN 단위로 총 14 구간에 대한 판별을 진행하였다. 아연 도금된 볼트의 경우 체결 중 발생하는 마찰이 적어 동일한 토크로 체결한 결과 대략 10% 정도의 산포가 발생하였다. MATLAB을 이용하여 cepstral coefficient를 시간의 흐름에 따라 계산한 후 합성곱 신경망의 입력 데이터로 적용하였다. 딥러닝의 학습을 위하여 각 클래스 별로 200개의 데이터를 생성하였다. 딥러닝의 데이터셋 구성과정에서 흔히 사용되는 8:1:1의 비율과 비슷하게 총 2800개의

Table 2 Scatter of estimated clamping forces of relative deviation

Touqe (Nm)	Measured force (kN)	Estimated force (kN)	Error rate (%)
55	28.325	28	1.15
	29.215	28	4.16
	30.105	30	0.35
	30.576	31	1.39
	31.885	31	2.78
	33.246	32	3.75
75	33.56	32	4.65
	40.942	40	2.30
	41.728	41	1.74
	42.094	41	2.60

데이터 중 아래 Table 1 과 같이 2520개를 이용하여 훈련 (training)을 진행하였고 280개의 데이터는 확인 (validation)에 9:1의 비율로 사용하였다. 10개의 시험 (test) 데이터를 이용하여 체결력을 판별한 결과는 Table 2와 같은 결과를 보여준다.

### 7. 결 론

이 연구에서는 볼트 체결 중 발생하는 소리 신호를 이용하여 볼트의 체결력을 측정할 수 있는 실험적인 방법이 제시되었다. 볼트의 체결력을 측정하기 위하여 적용한 셉스트럼 도출에 대한 알고리즘을 제시하였다. 이미지 데이터 신호의 판별에 탁월한 합성곱 신경망 알고리즘을 소개하였으며 총 4개의 합성곱 계층과 2개의 풀링 계층, 1개의 덴스 계층을 이용한 합성곱 신경망 모델을 볼트 체결력을 판별하기 위하여 구성하였다. 딥러닝에 필수적인 빅데이터의 취득을 위하여 곡선 적합을 통한 이산 신호의 연속화 및 샘플링에 대한 새로운 방법을 제시하였다. 체결력이 증가함에 따라 소리 신호의 주파수 성분이 증가하는 것을 확인할 수 있었고 이는 셉스트럼에서 상대적으로

낮은 파주수 대역의 변화로 관찰 되었다. 파주수의 변화를 이미지화하여 합성곱 신경망의 입력 데이터로 적용하였다. 일정한 토크로 체결을 진행한 결과 10% 정도의 산포를 갖는 데이터를 얻을 수 있었고 결과에 제시된 바와 같이 매우 높은 정확도로 체결력을 관측할 수 있는 보존적인 방법을 제안하였다. 제안된 방법을 이용하여 실제 생산라인이나 정비 과정에 체결하는 볼트의 체결력을 실질적으로 측정할 수 있을 것으로 기대된다. 또한 제안된 데이터 증강 방법을 이용할 경우 볼트의 체결력 뿐 아니라 진동 신호와 같은 이산 신호를 이용하는 부분의 딥러닝에서 빅데이터를 수월하게 취득할 수 있을 것으로 예상된다.

이 연구에서 합성곱 신경망을 이용한 볼트의 실질적인 체결력 측정 방법을 제시하였다. 제안된 모형을 이용하여 시·공간에 따라 특성이 변화하는 종류의 sound source, damping 등의 관측에 적용할 수 있을 것이다. 딥러닝은 복잡한 비선형적인 문제를 해결하는데 탁월하며 수작업을 통한 특징 추출 이외에도 비지도 혹은 반지도 학습을 효과적으로 수행하는 방법으로 개발이 진행되고 있다. 이 연구에서 예측한 결과의 향상을 위한 최적화 및 다양한 형태의 실험군에 적용하며 발전시킬 예정이다.

## 후 기

이 연구는 현대자동차㈜의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

## References

(1) Lee, C. H., 2008, Measurement of Shear Contact Characteristics on Mechanical Joints, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 849~855.

(2) Riccio, A., Ricchiuto, R., Di Caprio, F., Sellitto, A. and Raimondo, A., 2017, Numerical Investigation of Constitutive Material Models on Bonded Joints in Scarf Repaired Composite Laminates, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 173, pp. 91~106.

(3) Yeaple, F., 1978, Bolt Torque Equations Predict Stresses, Product Engineering, Vol. 49, No. 10, pp. 28~33.

(4) Jhang, K. Y., Quan, H. H., Ha, J. and Kim, N. Y., 2006, Estimation of Clamping Force in High-tension

Bolts through Ultrasonic Velocity Measurement, Ultrasonics, Vol. 44, pp. e1339~e1342.

(5) Fujinaka, T., Nakano, H. and Omatu, S., 2001, Bolt Tightening Control Using Neural Networks. Proceedings of the IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics: e-Systems and e-Man for Cybernetics in Cyberspace (Cat. No. 01CH37236), Tucson, AZ, pp. 1390~1395.

(6) Fukuoka, T. and Takaki, T., 2004, Evaluations of the Tightening Process of Bolted Joint with Elastic Angle Control Method, Proceedings of the ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Conference, pp. 11~18.

(7) Vand, E. H., Oskouei, R. H. and Chakherlou, T. N., 2008, An Experimental Method for Measuring Clamping Force in Bolted Connections and Effect of Bolt Threads Lubrication on Its Value, World Academy of Science: Engineering & Technology, Vol. 48, pp. 457~460.

(8) Toh, G., Gwon, J. and Park, J., 2019, Determination of Clamping Force Using Bolt Vibration Responses during the Tightening Process, Applied Sciences, Vol. 9, No. 24, p. 5379.

(9) Srivastava, N., Hinton, G., Krizhevsky, A., Sutskever, I. and Salakhutdinov, R., 2014, Dropout: A Simple Way to Prevent Neural Networks from Overfitting, Journal of Machine Learning Research, Vol. 15, No. 1, pp. 1929~1958.



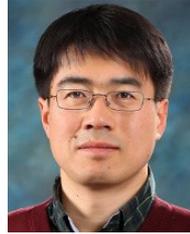
**Gyungmin Toh** received his B.S. from Mechanical Engineering from Hanyang University in 2015. He is Ph.D. course degrees in Acoustics and Vibration Laboratory at Hanyang University. His research interests include deep learning and structural health monitoring based on vibration.



**Wanseung Kim** received his B.S. from Mechanical Engineering from Hanyang University in 2018. He is Ph.D. course degrees in Acoustics and Vibration Laboratory at Hanyang University. His research interests include deep learning and structural health monitoring based on vibration.



**Jaesoo Gwon** received his M.S. from Naval Architecture and Ocean Engineering from Seoul National University in 2003. He is senior reseach engineer in Hyundai Motor Group. His research interests include fastening and joining technology.



**Junhong Park** received his B.S. and M.S. from the Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 1991 and 1993, respectively. He worked at the Samsung Electronics Co. Ltd. from 1993 to 1998. He received his Ph.D. from Purdue University in 2002. He is currently a professor of Department of Mechanical Engineering, Hanyang University. His research interests include signal processing, wave analysis, and noise control.

## 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 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 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 학술회의에서의 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 한국소음진동공학회논문집과 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)

# The Charter of Ethics for the KSNVE

## 한국소음진동공학회 윤리헌장

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.

한국소음진동공학회의 모든 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, 위엄을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

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 처신 하며, 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.
5. Authors must not have presented portions of another’s work or data as their own under any circumstances.  
우리는 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.
6. Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means.  
우리는 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구 하여서는 아니된다.
7. 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.

(제정 : 2007. 09. 14, 선포 : 2007.11.15)

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. | 한국소음진동공학회의 모든 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. 한국소음진동공학회의 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) 한국소음진동공학회의 논문집에 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, 학술회회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단 한국소음진동공학회  
법인 The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

<http://www.ksne.or.kr>