

# 한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

# Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

## 한국소음진동공학회논문집

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

<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 29 Number 2

# April 2019

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

**Published on** April 20, 2019(Bi-monthly)

**Publisher** Hong-Jae Yim(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.

**Jun Hong Park**

Department of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

parkj@hanyang.ac.kr

Tel : +82-2-2220-0424

Prof.

**Jong Kwan Ryu**

Department of Architecture, Chonnam Univ.

jkryu@jnu.ac.kr

Tel : +82-62-530-1631

Prof.

**Soo Il Lee**

Department of Mechanical Information Engineering, UOS

leesooil@uos.ac.kr

Tel : +82-2-6490-2393

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.

**Jung Woo Sohn**

(Kumoh National Institute of Technology)

Dr.

**Deuk Sung Kim**

(NVT)

Dr.

**Young Cheol Huh**

(KIMM)

Dr.

**Hong Seok Yang**

(LHI)

Dr.

**Young Soo Seo**

(ADD)

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)

**Hang Kim**

(KOMERI)

**Hyeong Ill Lee**

(Kyungpook National Univ.)

**Hyo In Ko**

(KRRI)

**Hyu Sang Kwon**

(KRISS)

**Hyun Ung Oh**

(Chosun Univ.)

**Hyun Woo Park**

(Dong-A Univ.)

**Hyun Wook Lee**

(KRRI)

**In Hyung Yang**

(LG Electronics)

**In Soo Son**

(Dong-eui Univ.)

**Jae Sung Bae**

(Korea Aerospace Univ.)

**Jae Won Lee**

(NIER)

**Jae Young Kang**

(Kongju Univ.)

**Je Heon Han**

(KPU)

**Jeong Ho Jeong**

(FILK)

**Ji Woo Yoo**

(Hyundai Motor Group)

**Ji Hyun Lee**

(KIMM)

**Jin Gyun Kim**

(Kyung Hee Univ.)

**Jin Woo Lee**

(Ajou Univ.)

**Jin You**

(Samsung Electronics)

**Jong Hak Lee**

(LIG Nex1)

**Jong Jae Lee**

(Sejong Univ.)

**Jong Seok Oh**

(Kongju National Univ.)

**Joon Hee Ko**

(NECRC)

**Jung Bin Im**

(Daewoo E&C)

**Jung Soo Ryue**

(Ulsan Univ.)

**Kuk Su Kim**

(DSME)

**Kwan Woo Hong**

(Samsung Electronics)

**Kyoung Woo Kim**

(KICT)

**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**

(Yongsan Univ.)

**Won Hyun Kim**

(Hyundai Heavy Industries)

**Yong Hee Kim**

(KCL)

**Yong Hwa Park**

(KAIST)

**Yun Ho Seo**

(KIMM)

Editorial Staffs Copy editor Ho-Cheol Lee(Secretary General)

# 한국소음진동공학회논문집

2019년 4월

제 29 권 제 2 호 통권 247호

---

## 목 차

초음파 센서의 하우징 구조에 따른 진동 및 음향 특성 .....	선상옥 · 김진오	157
공동주택 세대 출입구의 차음성능 기준 설정 필요성 .....	강민우 · 송민정 · 오양기	166
축-원판-블레이드 연성 계의 고유진동수 수렴특성 연구 .....	김형희 · 유홍희	175
굽힘 파동 전달 특성을 이용한 빔 형상 구조물의 결빙 감지 기법 .....	박인기 · 박준홍	185
국내 건축 수직배관의 내진성능 평가를 위한 주기하중조건 연구 .....	장성진 · 전법규 · 김성완 · 함대기	191
기어 이 파손 정도에 따른 진동신호의 특징기반 경향 감시 .....	정덕영 · 안병현 · 박동희 · 김현중 · 최병근	199
노후 공동주택 바닥구성층 수선에 따른 충격음 차단성능 개선 .....	김신태 · 조현민 · 김명준	206
Real Scale Test Rotor를 이용한 3점지지 벨런싱에 관한 연구 .....	박성훈 · 손민아 · 박동희 · 최병근	216
항공기용 MR 댐퍼의 스카이-그라운드 혹 제어기 설계 .....	강병혁 · 한철희 · 최승복	222
고급 세단 차량의 노면 가진 타이어 공명음 개선 .....	정철우 · 주재갑 · 김현석 · 박 현	230
연속사용 금지범위 통과 시 추진축계의 과도 비틀림 진동 해석 .....	이효성 · 김도중 · 강옥현	236
구멍 뚫린 강재 판의 차음 성능 향상을 위한 음향 메타물질 설계 .....	김민호 · 이진우	245
급수 함수를 이용한 임의 형상 평판의 고정밀도 고유치 해석의 응용 .....	강 상 옥	255
전달경로해석을 이용한 드럼세탁기의 기여도 평가 프로세스 정립 .....	이옥동 · 오재응	262
축-굽힘 커플링을 고려한 균열보의 모드진동수 예측 .....	강지강 · 임태정 · 박현우	270

C • O • N • T • E • N • T • S

- Vibration and Acoustic Characteristics Depending on Housing Structures  
of Ultrasonic Sensors ..... Seon, S. O. and Kim, J. O. ... 157
- Need for Building Code on Sound Insulation Performance  
of Entrance Door of Apartment Houses ..... Kang, M.-W., Song M.-J. and Oh, Y.-K. ... 166
- Study on the Natural Frequency Convergence Characteristics  
of a Shaft-disk-blade Coupled System ..... Kim, H. H. and Yoo, H. H. ... 175
- Icing Detection Method for Beam Shape Structure  
Using Flexural Wave Transmission Characteristics ..... Park, I. K. and Park, J. H. ... 185
- Study on Cyclic Loading Conditions for Seismic Performance Evaluation  
of Domestic Riser Pipe ..... Chang, S.-J., Jeon, B.-G., Kim, S.-W. and Hahm, D.-G. ... 191
- Feature-based Trend Monitoring of Vibration Signals According to Severity  
of Gear Tooth Breakage ..... Cheong, D.-Y., Ahn, B.-H., Park, D.-H., Kim, H.-J. and Choi, B.-K. ... 199
- Study on Improvement of Floor Impact Sound Insulation Performance in Repairing Floor Layers  
of Aged Apartment ..... Kim, S.-T., Cho, H.-M. and Kim, M.-J. ... 206
- Study on Three-point Support Balancing  
using Real Scale Test Rotor ..... Park, S.-H., Son, M.-A., Park, D.-H. and Choi, B.-K. ... 216
- Design of Sky-ground Hook Controller for MR Damper  
of Aircraft Landing Gear ..... Kang, B.-H., Han, C. H. and Choi, S.-B. ... 222
- Reduction of Tire Cavity Noise  
in Luxury Cars ..... Jung, C. W., Joo, J. K., Kim, H. S. and Park, H. ... 230
- Transient Torsional Vibration Analysis of Marine Propulsion Shafting System Passing  
through Barred Speed Range ..... Lee, H. S., Kim, D. J. and Kang, O. H. ... 236
- Design of Acoustic Metamaterial to Improve Sound Insulation Performance  
of a Holey Rigid Plate ..... Kim, M. H. and Lee, J. W. ... 245
- Application of Highly Accurate Eigenvalue Analysis of Arbitrarily Shaped Plates  
Using Series Functions ..... Kang, S.-W. ... 255
- Establishing Procedure of Contribution Analysis on Drum Type Washing Machine  
Using Transfer Path Analysis ..... Lee, O.-D. and Oh, J.-E. ... 262
- Predicting the Modal Frequencies of a Cracked Beam Considering  
Axial-bending Coupling ..... Kang, J.-K., Lim, T.-J. and Park, H.-W. ... 270



# 초음파 센서의 하우징 구조에 따른 진동 및 음향 특성

## Vibration and Acoustic Characteristics Depending on Housing Structures of Ultrasonic Sensors

선 상 옥\* · 김 진 오†  
Sang Ok Seon\* and Jin Oh Kim†

(Received August 21, 2018 ; Revised October 23, 2018 ; Accepted November 2, 2018)

**Key Words** : Ultrasound(초음파), Sensor(센서), Housing(하우징), Vibration(진동), Acoustics(음향)

### ABSTRACT

This paper deals with the vibration and acoustic characteristics of ultrasonic sensors for distance measurement according to the housing structure. To magnify the distance range, it is necessary to increase the vibration magnitude of the vibrating plate of the ultrasonic sensor. We consider the modifications of axisymmetric housing, its thickness, and boundary of the plate and cylinder wall. We compare the characteristics of the modified housing structures by the finite elements analyses of vibration and acoustics. The flexibly-modified boundary of the vibrating plate allows a larger vibration and sound pressure along the distance. We identified the sensor structure of the larger ultrasound power for the given input signal.

### 1. 서 론

초음파 센서는 산업 현장에서 수위계나 유속계 등에 사용되어 왔다<sup>(1)</sup>. 또한 자동차에서 후방감지 또는 주차보조 시스템에 사용되고 있다<sup>(2)</sup>. 같은 원리로 이동 로봇에서도 장애물 감지에 사용된다<sup>(3)</sup>. 자동차 뒤 범퍼에 설치되어 후방 장애물 감지에 사용되는 초음파 센서 사례를 Fig. 1에 보였다.

자동차용 초음파 센서는 Fig. 2에 단면도로 보인 바와 같이 압전소자와 하우징으로 구성되어 있고, 하우징은 진동판과 원통의 결합체이다<sup>(4)</sup>. 하우징 원판 안쪽에 부착된 압전소자가 입력 전기신호에 의해 진동하고, 압전 가진에 의한 원판의 진동이 초음파를 공기 중으로

방사한다. 초음파 센서의 측정거리 범위를 증대하는 방안은 음향 지향성을 좋게 하거나 센서 원판의 진동을 크게 하는 것이다. 음향 지향성에 관련해서는 진동판의 진동 변위분포와 연관 지어 이론적으로 계산한 연구가 보고되어 있고<sup>(5)</sup>, 유한요소 해석으로 확인한 사례가 있다<sup>(6)</sup>.

Shinji 등은 초음파 센서 원판의 진동 크기를 증대시키기 위한 하우징 구조 개선 방안을 보였다<sup>(7)</sup>. 국내에서는 초음파 센서의 하우징 구조를 개선하는 고안을 하여 자동차에서 원거리 장애물을 감지하고자 하였다<sup>(8)</sup>. 이러한 고안들이 센서의 진동을 얼마나 크게 하고 초음파 전파거리를 얼마나 증대하는지는 보고되지 않았다. 진동을 크게 하는 설계를 위해서는 초음파 센서의 하우징 구조에 따른 진동 크기와 그에 따른 음

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

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference.

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

향 특성을 파악할 필요가 있다.

원판의 둘레에 적용되는 경계조건에 따른 진동 모드는 이론적 해석으로 정리되어 있다<sup>9)</sup>. 여기서 경계조건은 고정지지, 단순지지, 탄성지지 등 여러 가지이다. 초음파 센서의 하우징 원판은 Fig. 2에서 보듯이 원통이 원판과 결합되어 있는 형태이므로 이를 단순화하면 탄성지지 원판으로 간주될 수 있다. 탄성지지된 원판의 자유진동과 가진응답에 관해서 이론적으로 연구되어 있다<sup>10,11)</sup>.

이 논문은 실제 초음파 센서의 하우징 구조에 따른 진동변위분포와 그에 따른 초음파의 음향 특성을 다룬다. 축대칭 하우징 구조의 기본모델과 변형모델을 대상으로 진동 유한요소 해석을 하고, 그 결과로부터 음향 유한요소 해석을 하였다. 이 연구를 통해 장거리용 초음파 센서에 적합한 하우징 구조를 찾고자 한다.

## 2. 진동 유한요소 해석

하우징 구조에 따른 진동 크기를 파악하기 위해, 기본 모델과 두께 조절 모델 및 결합부 변형 모델에 대해



Fig. 1 Ultrasonic sensors on a bumper

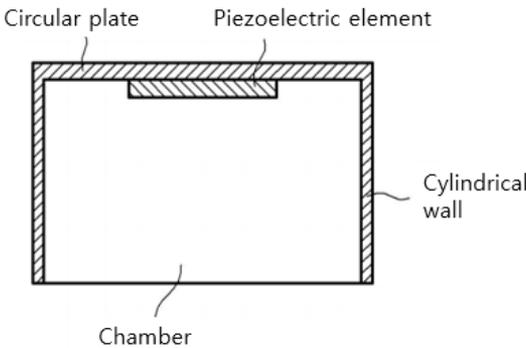


Fig. 2 Cross-sectional view of an ultrasonic sensor

진동 해석을 하였다. 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS를 사용하였다. 하우징의 재질은 알루미늄이고, 이 재질의 물성치<sup>12)</sup>를 Table 1에 기재하였다.

### 2.1 기본 모델

Fig. 2에 보인 초음파 센서 하우징을 기본 모델로 하였다. 원판의 지름은 15.5 mm이고, 원통의 높이는 9.0 mm이며, 이들의 두께는 1.5 mm이다. 사면체(SOLID76) 요소로 구성된 유한요소 모델의 단면도를 Fig. 3에 보였다. 요소의 크기는 0.5 mm 이하이며, 요소의 수는 약 16 000개이다.

경계조건과 가진조건이 적용되는 하우징의 모습을 Fig. 4에 보였다. 경계부는 그림의 B로서 원통의 플랜지이고, 여기에 고정지지 조건을 설정하였다. 가진부는 그림의 A로서 압전 소자가 부착되는 면이다. 이는 하우징 원판의 안쪽 면 중앙에 지름 6.5 mm인 원이다.

모드해석을 통해 고유진동 특성을 파악하였다. 1차와 2차 모드의 고유진동수는 각각 43.6 kHz와 44.6 kHz로 나타났는데, 이들은 주로 원통의 진동이다. 원판의 두께방향 진동은 3차 모드로서 고유진동수는 56.0 kHz이고, 이 모드가 초음파 방사에 기여한다.

Table 1 Young's modulus of elasticity and loss factor of ice at -10 °C

Property	Value
Mass density	2770 kg/m <sup>3</sup>
Poisson's ratio	0.33
Damping ratio	0.01
Young's modulus	71.0 GPa

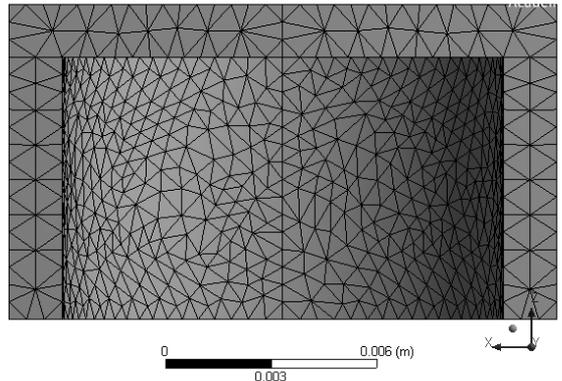


Fig. 3 Sectional view of finite element model of the original housing

조화가진 응답 해석을 통해 하우징 원판의 두께 방향 진동변위 분포를 구하였다. 가진부에 가진력 크기 1 N이고 진동수 56.0 kHz인 조화가진을 인가하였고, 해석 결과를 Fig. 5에 제시하였다. 하우징 원판의 중심에서 진동 변위가 가장 크고, 원판 둘레에 가까울수록 변위가 작다. 이 기본 모델의 원판 중심 진동 변위 크기를 기준으로 변형 모델들의 진동 변위를 정규화한다.

**2.2 두께 조절 모델**

하우징 기본 모델에서 원판과 원통 벽의 두께를 점차 감소시킴에 따른 진동 크기 변화를 파악하였다. 기본 모델의 하우징 두께 1.5 mm를 기준으로 0.2 mm씩 감소시킨 모델에 대하여 진동 해석을 하였다. 모드 해석 결과에서 원판의 두께방향 진동 모드의 고유진동수를 Fig. 6에 그래프로 나타내었다. 하우징의 원판과 원통 벽이 얇을수록 고유진동수가 작다. 그 이유는 얇을수록 판의 굽힘강성이 작고 플랜지 고정부 폭이 작아 좀 더 유연하기 때문으로 판단된다. 이 진동수를 조화가진 해석의 가진 진동수로 선정하였다.

조화가진 응답 해석을 하여 결과를 Fig. 7에 두 가

지 그래프로 나타내었다. 기본 모델(두께 1.5 mm)에서 원판 중심의 진동변위 진폭을 기준으로 정규화하였다. Fig. 7(a)는 원판 중심에서 두께방향 진동 변위가 하우징 두께에 따라 변화하는 양상을 보여준다. 하우징이 얇을수록 진동변위 진폭이 크다. 그 이유는, 고유진동수에서와 같이, 얇을수록 판의 굽힘강성이 작고 플랜지 고정부의 폭이 작아 좀 더 유연하기 때문으로 판단된다.

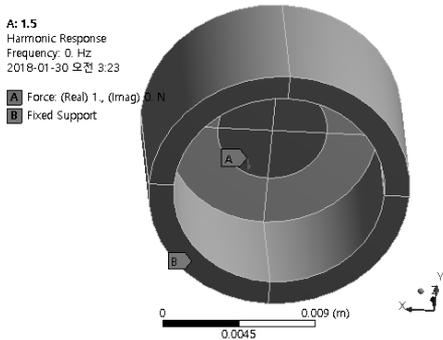
Fig. 7(b)에는 원판 내에서 두께방향 진동변위 분포를 하우징 두께별로 나타내었다. 진동변위가 원판 중심에서 가장 크고 가장자리로 갈수록 작아지는 양상이 유사하다. 하우징 전체 벽 두께를 감축하는 것은 센서 견고성에 지장을 주어 실현성이 약하다. 그렇지만 Fig. 7의 결과를 통해, 진동 원판의 둘레와 원통 벽의 결합부의 변형에 의해서도 진동 크기가 달라질 수 있음을 예상하게 되었다.

**2.3 결합부 변형 모델**

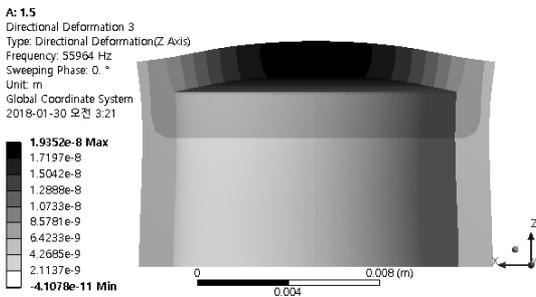
초음파 센서의 하우징이 Fig. 8에 보인 바와 같이 변형된 구조<sup>(8)</sup>에서 하우징 모델의 진동 해석을 하였다. Fig. 8(a)의 하우징은 원판 부분에서 둘레가 얇다. Fig. 8(b)의 하우징은 원통 벽에서 원판과 연결되는 부분이 얇다.

(1) 원판 둘레 변형 모델 (model 1)

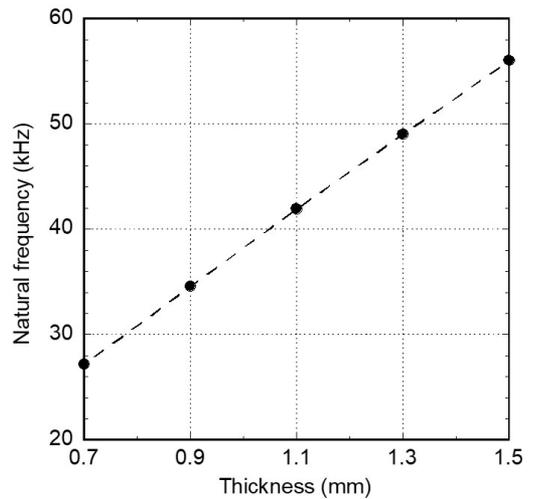
Fig. 8(a)의 원판 둘레 변형 하우징을 모델링하여



**Fig. 4** Housing model showing boundary B and exciting area A



**Fig. 5** Vibration response in the original housing model



**Fig. 6** Natural frequency of the plate thickness mode in the thickness-modified model

Fig. 9에 보였다. 이 변형 모델은 Fig. 9(a)에 보인 바와 같이 원판 둘레에서 폭  $w$ 가 0.5 mm인 원환 부분에 두께  $t$ 가 1.5 mm보다 얇은 구조이다. 원판 둘레 변형부 두께는 Fig. 9(b)에 보이는 화살표의 길이 만큼이다.

해석 모델의 경계부 및 가진부는 Fig. 4에 보인 기본 모델의 경우와 동일하다. 모드해석 결과에서 원판의 두께방향 진동 모드의 고유진동수를 Fig. 10에 그래프로 나타내었다. 원판 둘레가 얇을수록 고유진동수가 작다. 그 이유는 앞 절의 두께 조절 모델에 대한 설명과 같다. 이 진동수에 대해서 조화가진 응답 해석을 하였다. 원

판 둘레 변형 모델의 두께방향 진동 분포를 정규화하여 Fig. 11에 나타내었다. 5가지 원판 둘레 두께 변형 하우징 중 1.3 mm와 0.7 mm 모델의 해석 결과를 Fig. 12에 보였다. 진동 변위 분포는 유사한 양상이고, 원판 둘레가 얇을수록 진동변위가 크다.

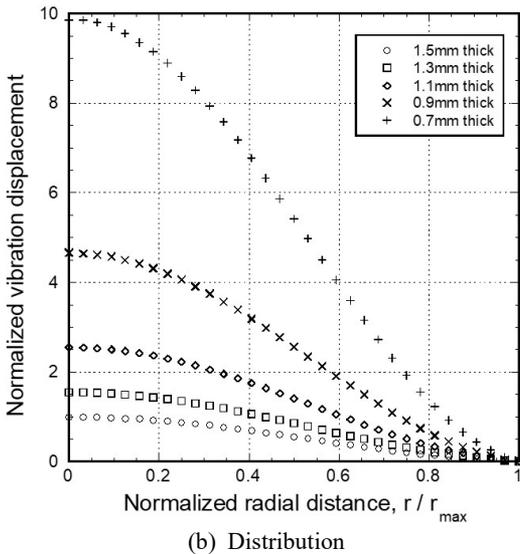
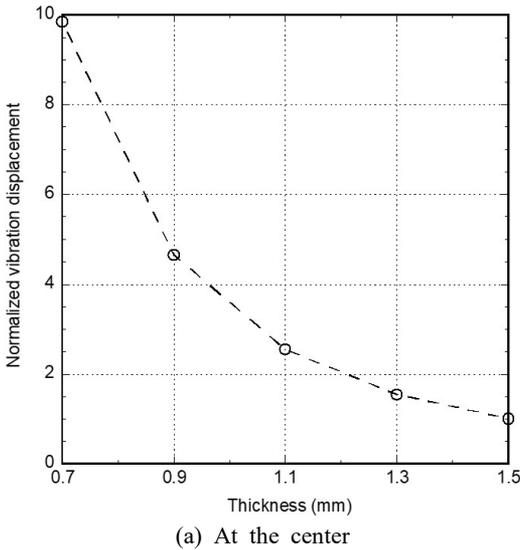


Fig. 7 Vibration displacement in thickness direction at the thickness-modified model

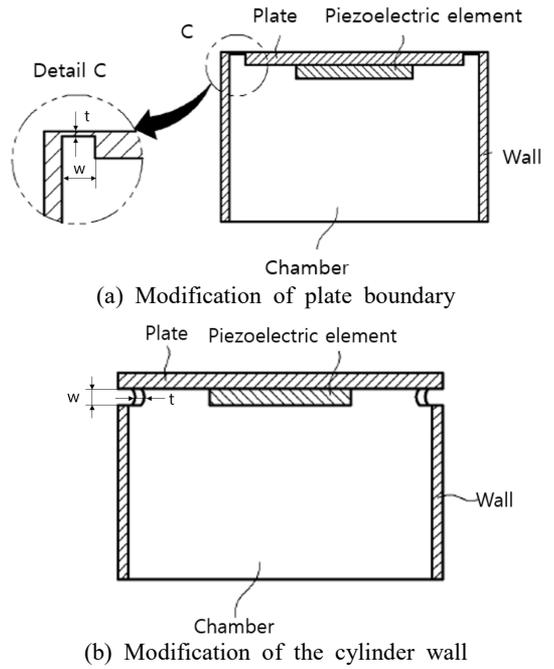


Fig. 8 Cross-sectional view of the modified housing structure of an ultrasonic sensor

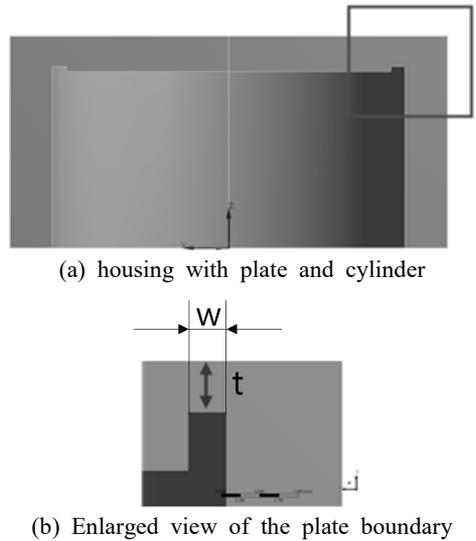


Fig. 9 Cross-sectional view of model 1 (plate boundary modified)

(2) 원통 벽 결합부 변형 모델 (model 2)

Fig. 8(b)의 원통 벽 결합부 변형 하우징을 모델링하여 Fig. 13에 보였다. 이 변형 모델은 Fig. 13(a)에 보인 바와 같이 원통 벽에서 결합부 쪽 폭이 0.5 mm인 부분에 두께가 1.5 mm보다 얇은 구조이다. 원통 벽 결합부 두께는 Fig. 13(b)에 보이는 화살표의 길이 만큼이다.

해석 모델의 경계부 및 가진부는 Fig. 4에 보인 기본 모델의 경우와 동일하다. 모드해석 결과에서 원관의 두께방향 진동 모드의 고유진동수를 Fig. 14에 그래프로 나타내었다. 원통 벽 결합부가 얇을수록 고유진동수가 작다. 그 이유는 앞 절에의 두께 조절 모델에 대한 설명

과 같다. 이 진동수를 가진 진동수로 설정하여 조화가진 응답 해석을 하였다. 원통 벽 결합부 변형 모델의 원관 두께방향 진동 분포를 정규화하여 Fig. 15에 나타내었다. 5가지 변형 하우징 중 1.3 mm와 0.7 mm 모델의 해석 결과를 Fig. 16에 보였다. 진동 변위 분포는 유사한 양상이고, 원통 벽 결합부가 얇을수록 진동변위가 크다.

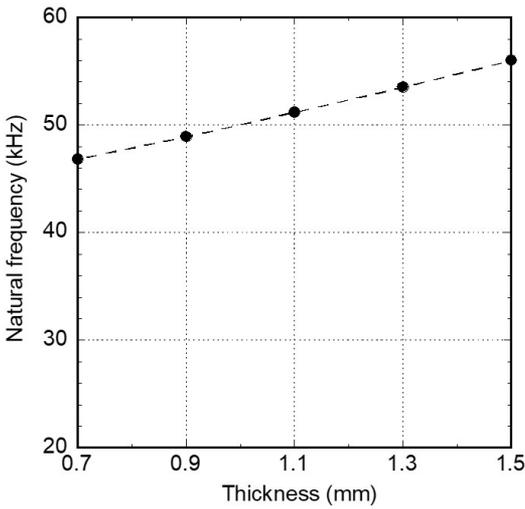


Fig. 10 Natural frequency of model 1

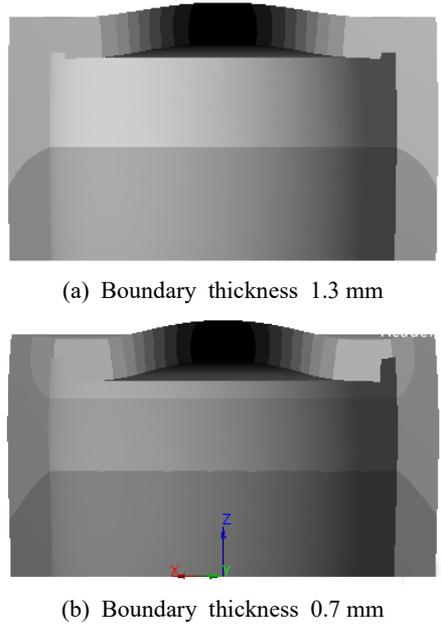


Fig. 12 Vibration response in model 1 (plate boundary deformed)

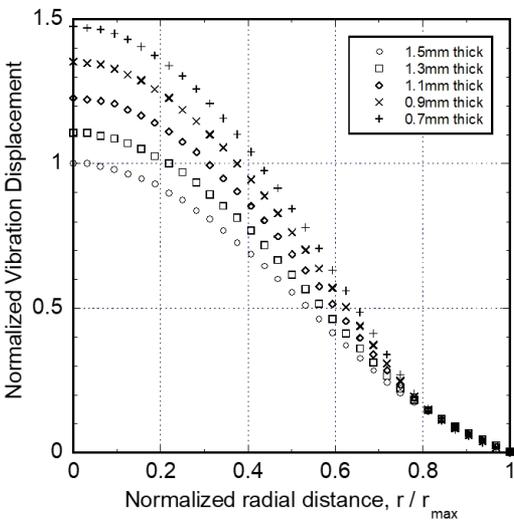


Fig. 11 Vibration distribution of model 1

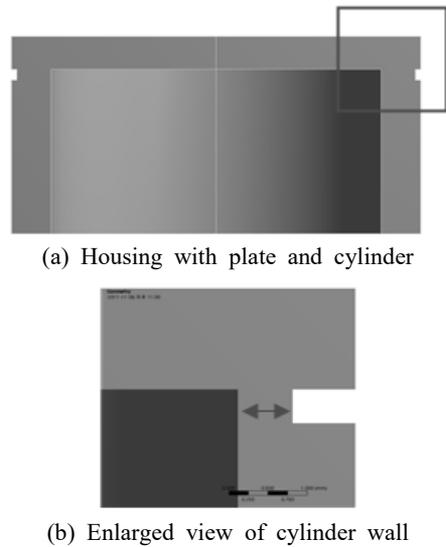


Fig. 13 Cross-sectional view of model 2 (cylinder wall modified)

Fig. 11과 Fig. 15에 제시된 두 모델의 진동 변위 분포 결과에서 원판 중심의 진동 변위 크기를 Fig. 17에 그래프로 나타내어 비교하였다. 두 가지 변형 하우징 모델 중 원통 벽 결합부 변형보다 원판 둘레 변형의 경우가 진동 변위를 크게 하는 데에 유리한 것으로 나타났다.

### 3. 음향 유한요소 해석

앞 절에서 구한 진동 변위 분포를 적용하여 센서의 하우징 구조에 따른 초음파의 음향 특성을 파악하고자

하였다. Fig. 11과 Fig. 15의 결과 중 기본 모델(두께 1.5 mm)과 두 가지 변형 모델의 진동 변위 분포를 Fig. 18에 함께 나타내었고, 이를 음향 가진조건으로 사용하였다.

음향 유한요소 해석을 위해, 센서로부터 방사하는 초

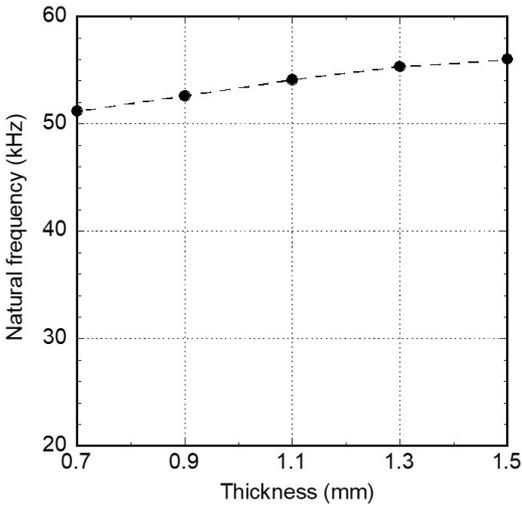


Fig. 14 Natural frequency of model 2

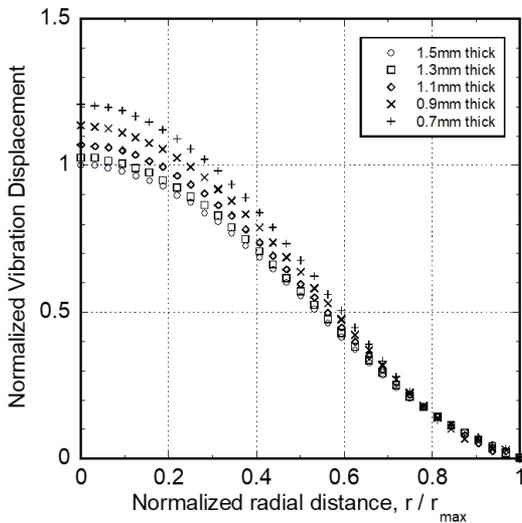
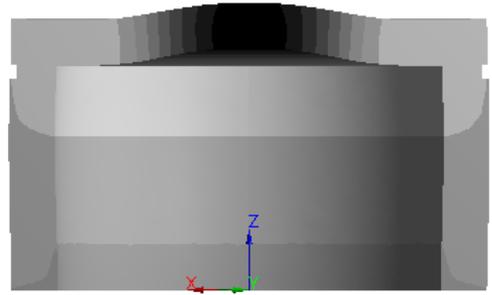
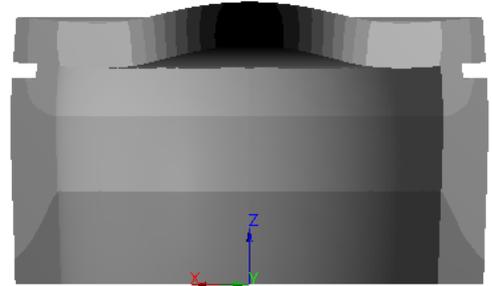


Fig. 15 Vibration distribution of axisymmetric housing control model



(a) Cylinder edge thickness 1.3 mm



(b) Cylinder edge thickness 0.7 mm

Fig. 16 Vibration response of model 2 (cylinder wall modified)

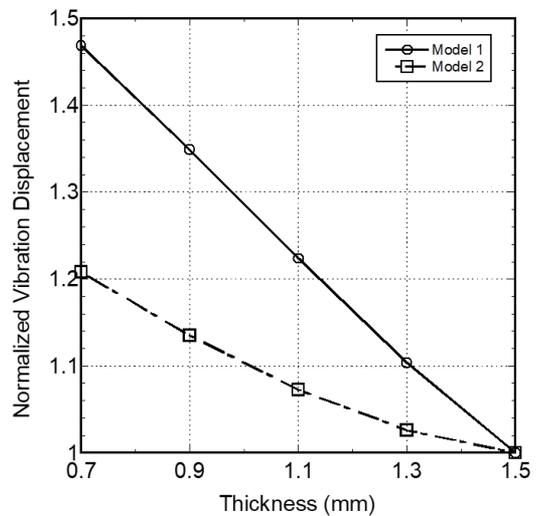


Fig. 17 Vibration displacement at the center of the plate of two housing models

음파가 전파하는 영역을 반 구 형상으로 설정하고 반구의 축대칭 1/16 영역을 Fig. 19에 보인 바와 같이 음향 해석 모델로 삼았다. 요소 종류는 사면체(FULID 30)이며, 요소의 크기는 1 mm보다 작게 하여 파장(6.07 mm)의 1/6 미만이고, 요소의 수는 약 835 000개이다. Fig. 19(a)의 음향 해석 모델에서 네모 친 센서 부근을 확대하여 Fig. 19(b)에 보였다. 아래면의 분포도는 하우징 원판의 진동 변위로서, 둘레로 갈수록 진폭이 작다.

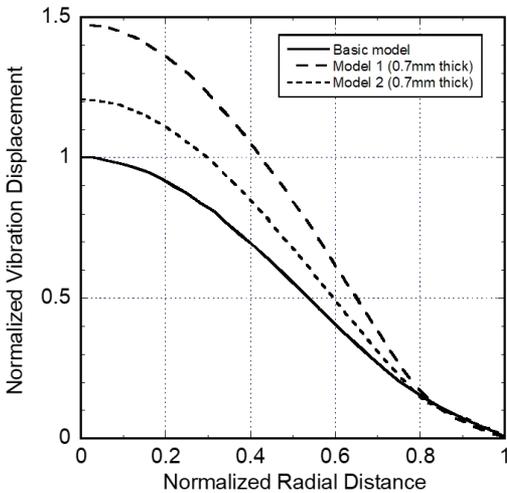


Fig. 18 Vibration displacement in the plate of various housing structures

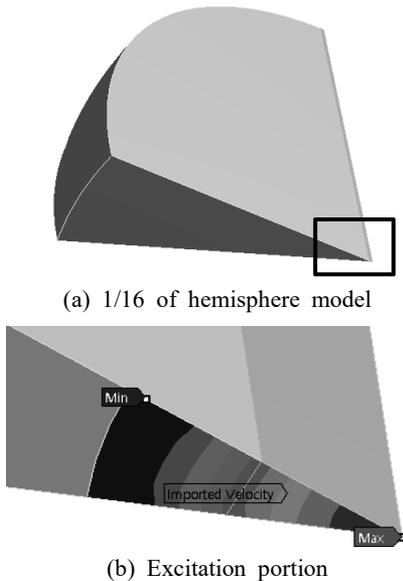


Fig. 19 Acoustic finite element analysis model

Fig. 19에 보인 음향해석 모델에 Fig. 18의 진동 변위 분포를 가진조건으로 적용하여 음향 해석을 하였다. 해석 결과 중 음압레벨(sound pressure level)을 Fig. 20에 나타내었다. 원판 중심의 축 방향 거리별 음압을 Fig. 21에 나타내었다. 원판 변형 모델(model 1)의 경우가 음압이 가장 크다. 원판 중심의 축 방향 거리 0.3 m에서 음압과 음압레벨을 Table 4에 기재하여 비교하였다. 음압과 음압레벨이 원판 둘레 변형 모델의 경우에 가장 크다. 이는 Fig. 17과 Fig. 18에서 비교된 진동 변위 크기 경향과 일치한다.

추가하여, 지향성과의 연관성을 조사하였다. 방향각에 따른 상대음압은 지향성 인자(directionality factor)라고 하며<sup>(13)</sup>, 음향 유한요소 해석 결과로부터 지향성 인자  $H(\theta)$ 를 산출하여 Fig. 22에 나타내었다. 배플(baffle)된 음원에 의한 방사 음파의 지향성 인자와 지향성  $D$

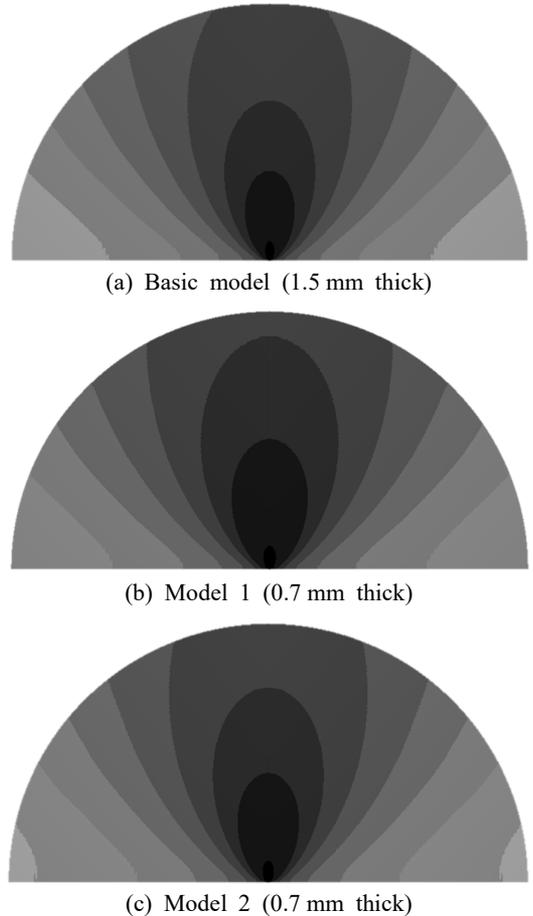


Fig. 20 Sound pressure level distribution of the ultrasound radiating from the sensor

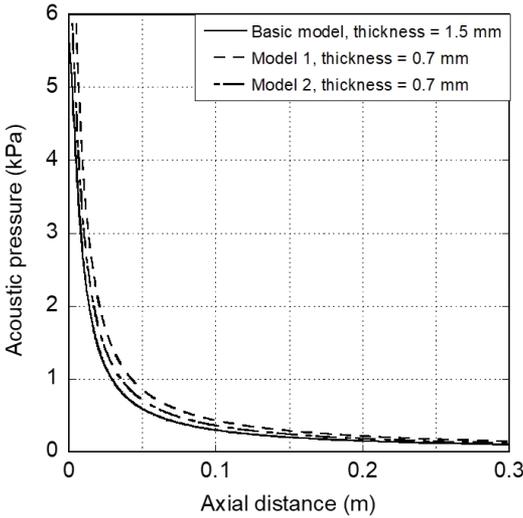


Fig. 21 Acoustic pressure in the axial direction for various housing structures

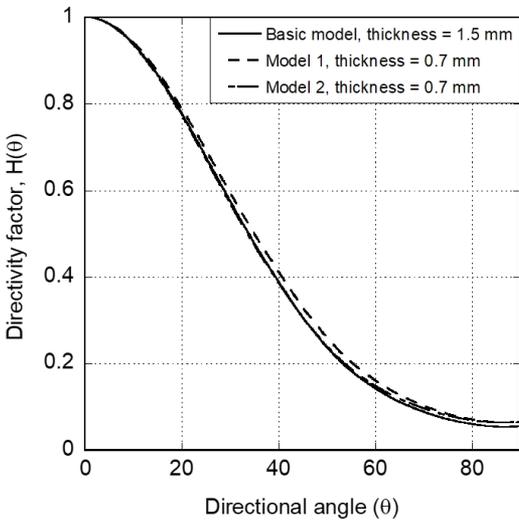


Fig. 22 Directivity factor for various housing structures

의 관계는 다음과 같다<sup>(13)</sup>.

$$D = \frac{4\pi}{\int_0^{\pi/2} [H(\theta)]^2 2\pi \sin \theta d\theta} \tag{1}$$

여기서 분자의  $4\pi$ 는 단위 반지름 구의 표면적을 의미하고, 분모의  $\theta$ 는 방향각을 의미한다. 적분 구간은 배플된 반 무한공간이므로 0부터  $\pi/2$ 까지이다. 유한요소 해석 결과를 사용하기 위해 식 (1)을 이산화하면 다음과 같다.

Table 2 Acoustic performances according to housing structures

	Acoustic pressure at 0.3 m (Pa)	SPL at 0.3 m (dB)	Directivity
Basic model	99.4	39.9	16.09
Model 1 (0.7 mm thick)	143.3	43.1	15.05
Model 2 (0.7 mm thick)	120.2	41.6	16.12

$$D = \frac{4\pi}{\sum_0^{\pi/2} [H(\theta)]^2 2\pi \sin \theta \Delta\theta} \tag{2}$$

여기서  $\Delta\theta$ 는 요소 간격에서 발생하는 각도 변화량을 의미한다. 식 (2)를 사용하여 하우징 구조에 따른 지향성을 산출하여 Table 2에 기재해서 비교하였다. 기본 모델과 원통 벽 변형 모델(model 2)이 원판 변형 모델(model 1)보다 지향성이 크다. 각 모델의 정규화 진동 분포는 모두 유사함을 예측할 수 있고, 지향성은 그 차이가 크지 않다. 즉, 원판 진동 변위를 크게 하여 방사 음압을 크게 하지만 이는 지향성과 직결되지 않는 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

초음파 센서의 측정거리 범위를 증대시키고자 하우징 구조에 따른 진동 특성과 음향 특성을 파악하였다. 축대칭 형상을 기본으로 하여 기본모델과 변형모델에 대한 진동분포를 진동 유한요소 해석으로 구하였다. 변형모델의 변형부 두께가 얇을수록 원판의 진폭이 크다. 원판 둘레를 변형한 경우가 원통 벽을 변형한 경우보다 진폭이 더 크다.

진동 유한요소 해석의 결과를 음향 유한요소 해석에 적용하여 하우징 구조에 따른 음향 특성을 파악하였다. 원판 둘레 변형 하우징의 경우가 거리별 음압과 음압레벨이 가장 컸다. 이는 진동 해석에서 진동변위 크기를 비교한 결과와 일치한다. 원판 둘레를 변형하여 장거리용 초음파 센서의 최대 감지거리 향상 설계에 반영할 수 있다.

#### References

(1) Kim, J. O., 2000, Sensors and Actuators Using Ultra-

sound, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 5, pp. 723~728.

(2) Choi, H. and Jang, S. W., 2012, Front and Rear Vehicle Monitoring System Using Ultrasonic Sensors, Journal of the Korea Institute of Information and Communication Engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 1125~1132.

(3) Kim, G. S., 2004, Perception of Small-obstacle Using Ultrasonic Sensors for a Mobile Robot, Proceedings of the KSPE Autumn Conference, pp. 97~100.

(4) Yoo, G. S., Lee, T. H. and Chae, M. K., 2017, Ultrasonic Transducer for Vehicle, Korea Patent 10-1,728,225.

(5) Dekker, D. L., Piziali, R. L. and Dong, E., 1974, Effect of Boundary Conditions on the Ultrasonic-beam Characteristics of Circular Disks, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 56, No. 1, pp. 87~93.

(6) Seon, S. O., Kim, J. O., Chae, M. K. and Yoo, G. S., 2018, Acoustic Characteristics Depending on the Vibration Distribution of Ultrasonic Sensors, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 4, pp. 490~500.

(7) Shinji, A. and Junshi, O., 2001, Ultrasonic Sensor, United State Patent 6,250,162.

(8) Park, J. H., Yoo, G. S., Chae, M. K. and Yoon, J. H., 2015, Ultrasonic Transducer for Long Distance, Korea Patent 10-1,491,462.

(9) Leissa, A. W., 1969, Vibration of Plates, National Aeronautics and Space Administration (NASA), Washington D.C., United States, pp. 97~100.

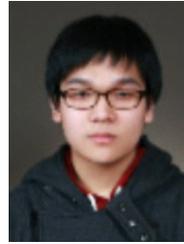
(10) Azimi, S., 1988, Free Vibration of Circular Plates with Elastic Edge Supports Using the Receptance Method, Journal of Sound and Vibration, Vol. 120, No. 1, pp. 19~35.

(11) Melnikov, Y. A., 2001, Green's Function of a Thin

Circular Plate with Elastically Supported Edge, Journal of the Engineering Analysis with Boundary Elements, Vol. 25, No. 8, pp. 669~676.

(12) Dowling, N. E., 2013, Mechanical Behavior of Materials (4th ed.), Boston, Pearson, p. 49.

(13) Kinsler, L. E., 1999, Fundamentals of Acoustics, 4th ed., Wiley, New York, pp. 184~193.



**Sang Ok Seon** received the B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Soongsil University in 2016 and 2018, respectively. During his stay at Soongsil as a graduate student, he was working on ultrasonic sensors and wave propagation. Since July 2018 he has been working at LG Display, Co. Ltd.



**Jin Oh Kim** received the B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Seoul National University in 1981 and 1983, respectively, and the Ph.D. degree from University of Pennsylvania in 1989. For ten years he has got research experiences at

Korea Research Institute of Standards and Science, Northwestern University, and Samsung Advanced Institute of Technology. Since 1997, he has been working at Soongsil University, where he is currently a Professor of mechanical engineering. His research interests are in the area of ultrasonic sensors and actuators using mechanical vibrations and waves.

# 공동주택 세대 출입구의 차음성능 기준 설정 필요성

## Need for Building Code on Sound Insulation Performance of Entrance Door of Apartment Houses

강민우\* · 송민정\*\* · 오양기†

Min-Woo Kang\*, Min-Jeong Song\*\* and Yang-Ki Oh†

(Received September 14, 2018 ; Revised March 27, 2019 ; Accepted April 1, 2019)

**Key Words :** Apartment House(공동주택), Entrance(출입구), Sound Insulation Performance(차음성능)

### ABSTRACT

In recent years, the noise control performance in apartments has been standardized and enhanced to ensure comfortable residence. The entrance and balcony are the most vulnerable to external noise. A balcony has typical regulations but a front door does not. This study attempts to discuss the necessity of establishing the criteria for noise control in the entrance. Therefore, the noise control performance of an entrance door in an apartment was surveyed. To examine the necessity of criteria, living noises were measured and analyzed for 24 hours in the elevator hall adjacent to the entrance. Consequently, the measured noise at the entrance caused direct inconvenience to the residents. Thus, it was concluded that the criteria for noise control in an entrance are needed.

### 1. 서론

우리나라를 대표하는 주거형태인 공동주택의 쾌적한 주거환경을 위한 연구와 노력은 끊임없이 지속되고 있다. 층간소음과 더불어 문제가 되는 것이 외부소음이다. 외부에서 발생하는 원치 않는 소음이 세대 내로 영향을 끼치면 정온한 주거환경을 저해하기 때문이다. 외부소음 발생을 억제할 수 없다면, 외부소음을 차단하는 방안을 강구해야 한다. 외부소음과 가장 맞닿아 있는 부위가 발코니와 세대 출입구이다. 발코니의 경우 [KS F 2235 외벽 및 외벽 부재의 공기전달음 차단성능 현장 측정방법]<sup>(1)</sup>과 [KS F 2862 건물 및 건물 부재의 공기전달음 차단 성능 평가 방법]<sup>(2)</sup>이 규격화되어

있고, 이중창호를 사용하거나, 외부 방음벽을 설치하는 등 소음 차단을 위한 방안 또한 많이 제시되어 있다.

하지만 출입구의 경우 방화문으로서의 기능에 대해 [KS F 2268-1 방화문의 내화시험방법]<sup>(3)</sup>, [KS F 2846 방화문의 차연 성능 시험방법]<sup>(4)</sup> 등의 규정이 있지만 소음 차단에 대한 뚜렷한 규정이 없는 실정이다. 공동주택 출입구의 구성요소인 현관문의 성능을 규격화한 [KS F 3109 방화문 세트]<sup>(5)</sup> 규격 내에 방음성 등급은 ‘KS F 2808에 따라 평가한다’로 제시되어 있다. 하지만, [KS F 2808 건물 부재의 공기전달음 차단 성능 실험실 측정 방법]<sup>(6)</sup>은 현재 폐지되어 있는 상태이고, ISO 10140 1-5<sup>(7)</sup>를 준용하여 실험실 측정 방법까지 규격화되어 있는 상황이다. 이 또한 현장이 아닌 실험실에서의 측정 방법에 대한 규격으로, 공동주택 출입구에 대한 차음성능 기준

† Corresponding Author ; Member, Department of Architecture, Mokpo National University  
E-mail : oh@mokpo.ac.kr

\* Mokpo National University

\*\* Member, Chonnam National University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference.

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

이나 등급 등을 제시하지는 못하고 있다. 다만 ISO 19488 Acoustic classification scheme for buildings Table 1 - Airborne sound insulation between dwellings and other rooms - Class limits 1 in dB<sup>(8)</sup>에서는 현장 차음 성능에 대한 음향평가 등급을 제시하고 있으며, 최고 성능등급인 A부터 최하 등급인 F까지 규정하고 있다. 최근 벽체의 차음성능에 따른 ISO 19488 음향등급 평가 연구<sup>(9)</sup>에서는 위 ISO 19488 규격이 국내 기준과의 부합성 검토 및 비교 검증, 등급의 차이 등의 분석을 통해 국내 음향등급제로 도입의 가능성을 검토하고 있다. 또한 출입구에서 출입문의 차음성능에 대해 공동주택 세대 간 차음성능에 관한 연구<sup>(10)</sup>에서 세대 간 경계 벽 차음성능 현장 실험 시 출입구의 조인트나 개구부 등을 통해 유입되는 소음이 측정 결과에 상당히 유의미한 결과를 가져오고 있음을 확인할 수 있었다. 특히, “In-situ Sound Insulation Performance of Interior Doors with Slit Shaped Apertures”<sup>(11)</sup> 연구에서는 원형 개구부가 있는 공동주택 현관문의 차음 성능에 대해 그 영향과 한계를 검증한 바 있다.

이 연구에서 언급하는 출입구는 공동주택에 설치된 현관문과 현관문을 연결하는 각 부재 및 조인트, 현관문에 적용된 개구부 등을 모두 포함하는 현관 또는 출입구의 개념으로 정의한다.

출입구는 공동주택에서 엘리베이터 홀과 가장 가깝게 접하고 있는 부위이며, 엘리베이터 홀은 공용공간으로 많은 소음을 야기하는 공간이다. 다른 부위보다도 출입구는 소음에 많이 노출되는데 소음차단에 대한 아무런 규정이 없는 것은 결국 민원이나 거주자의 불만표출로 드러날 수 있을 것이다.

이 연구에서는 출입구의 차음성능에 대해 현장실험을 진행하였으며, 분석을 통해 각 세대 출입구의 차음성능 기준의 필요성을 제안하고자 하였다.

## 2. 연구내용

### 2.1 연구방법

현재 공동주택에 가장 많이 사용되는 현관문을 포함한 출입구의 차음성능의 조사를 위해 신축 공동주택 1곳과, 수명이 10년 이상 된 기존 공동주택 2곳, 총 3곳의 현장에서 실험을 진행하였으며, 기존 공동주택은 광주광역시에 1곳, 목포시에 1곳이며, 신축 공동주택은 광주광역시에 1곳에 위치한 현장이다. 가장 먼저 출입구의 차음성능을 측정하였다. 측정은 [KS F 2809 공기전달음

차단성능 현장 측정방법]<sup>(12)</sup> 규격에 준하여 측정을 진행하였다. 측정에 사용된 장비는 Table 1과 같다. 사운드 레벨 미터 2대를 사용하였다. 엘리베이터 홀에서 음원을 통해 소음을 발생시키고 함께 사운드 레벨 미터를 통해 측정하였다. 다른 수음 지점은 출입구의 현관문을 닫고 세대 안쪽에서 사운드 레벨 미터로 측정을 진행하였다. 이는 현재 공동주택에 적용되는 출입구의 차음성능을 대략적으로 알 수 있는 지표로 사용하고자 하였으며, 두 번째로 엘리베이터 홀을 중심으로 세대 간 출입구의 동시 차음성능을 측정하였다. 한 쪽 세대의 출입구 안쪽 현관에 음원과 사운드 레벨 미터를 설치하고 다른 한 쪽 세대의 출입구 안쪽 현관에 사운드 레벨 미터를 설치하여 세대 간 출입구의 동시 차음성능을 측정하였다. 이 실험은 앞선 선행연구에서<sup>(8,9)</sup> 주장한 출입구를 통해 전달되는 소음의 문제점을 다시 한 번 검증하고, 출입구의 차음성능 기준의 필요성을 주장할 수 있는 근거로 사용하고자 하였다. 세 번째로 실제 주민이 거주하고 있는 공동주택 엘리베이터 홀에서 24시간 발생하는 생활소음을 측정하였다. 가장 왕래가 많은 1층에서 1개의 마이크로폰, 4층에서 1개의 마이크로폰 총 2개의 마이크로폰을 통해 24시간 생활소음을 측정하였으며, 24시간 측정 데이터와 앞선 실험에서의 출입구의 차음성능을 비교 분석하여 출입구의 차음성능 기준의 필요성을 검증하고자 하였다. 실험에 사용된 장비와 실험의 간략한 내용을 Table 1과 Table 2에 나타냈다.

Table 1 Measurement equipments

Equipment	Model & maker
Sound level meter	NL / RION
Noise source	Speaker / B&K
Microphone	CLASS0 / GRAS
Analyzer	Apollo / SINUS

Table 2 Measurement contents and method

Contents	Method
Sound insulation performance of entrance	Hall 1Ch + speaker (white noise) in entrance 1Ch.
Sound insulation performance test between units	In entrance 1Ch + speaker (white noise) between units in entrance 1Ch.
Verification of the necessity of performance criterion of door sound insulation through actual noise	24hour actual noise receive in 2Ch. 1Ch in 1F and 1Ch in 4F

## 2.2 실험내용

### (1) 출입구의 차음성능 실험

현재 사용되는 출입구의 차음성능이 어느 정도인지 조사하였다. 출입구에 사용된 현관문의 종류나 구조 및 설치 상태 조인트 및 개구부의 상태와는 관계없이 출입구 자체의 차음성능이 필요함을 검증하여야 하므로 다른 변수 없이 출입구의 차음성능에 주목하였다. 엘리베이터 홀에서 발생하는 생활소음에 대응하는 출입구의 차음성능 측정을 위해 엘리베이터 홀 및 세대 현관의 재질 및 면적, 구조 등의 변수 또한 제외하였다. 첫

번째 실험은 광주광역시에 위치한 B아파트에서 진행하였다. 100 dBA 수준의 백색소음을 출입구와 인접한 엘리베이터 홀에서 발생시켰으며, 소음발생 이후 10초간 측정을 진행하였다. 현장도면 및 측정 위치를 Fig. 1에 나타냈다. 음원은 Fig. 1과 같이 하나의 사운드 레벨 미터와 함께 엘리베이터 홀 중앙에 위치하였으며, 수음을 위한 사운드 레벨 미터는 Fig. 6과 같은 방법으로 세대 출입구 안쪽 현관문 뒤 1미터 지점에서 측정을 하였다.

위와 같은 실험 방법으로 광주 D아파트와 목포 I아파트에서 같은 실험을 진행하였다. 관련 도면 및 측정 위치와 각 실험 현장을 Figs. 3~6에 나타냈다.

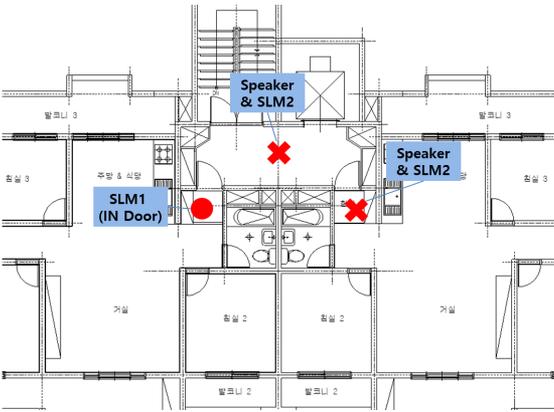


Fig. 1 Floor plan and SLM, speaker point (B APT. in Gwangju)



Fig. 2 Measurement (B APT. in Gwangju)

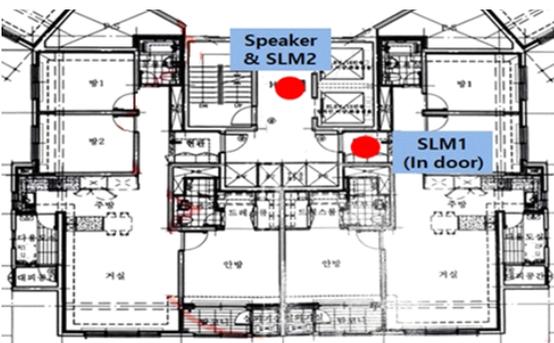


Fig. 3 Floor plan and SLM, speaker point (D APT. in Gwangju)

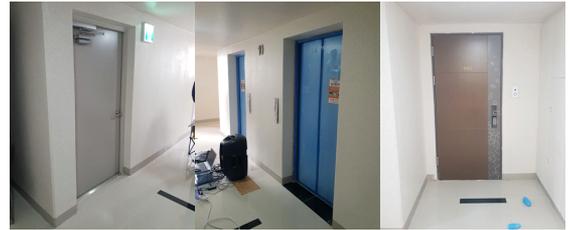


Fig. 4 Measurement (D APT. in Gwangju)

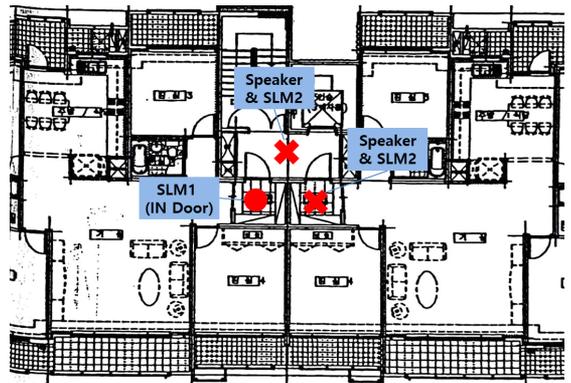


Fig. 5 Floor plan and SLM, speaker point (I APT. in Mokpo)



Fig. 6 Measurement (I APT. in Mokpo)

(2) 출입구를 통한 세대 간 동시 차음성능 실험

선행연구에서 세대 간 경계벽 차음성능 실험 시 출입구를 통해 우회하는 소음의 영향이 유의미한 것으로 나타났다. 이는 출입구의 차음성능과 직접적인 관계가 있으므로 같은 형태의 실험을 통해 출입구의 차음성능을 면밀히 조사해 볼 필요가 있다. 실험 장소는 광주 B아파트와 목포 I아파트 두 곳에서 진행하였다. 출입구의 차음성능 실험과 동일한 방법으로 진행하였으며, Fig. 1, Fig. 5에 위치한 speaker & SLM2 위 위치를 인접세대 출입구 안쪽 현관으로 이동시켜 실험하였다.

(3) 생활소음 실측을 통한 출입구의 차음성능 기준 필요성 검증

위 두 실험을 통해 출입구 차음성능의 전반적 성능을 조사하였다면, 이 실험은 차음성능 기준의 필요성을 검증하기 위해 진행되었다. 24시간 측정을 통해 실제 거주민이 거주하는 공동주택에서 어느 정도 레벨의 소음이 발생하는지를 파악하고, 측정 데이터를 출입구의 차음성능과 비교, 실내로 유입되는 소음 레벨을 유추하여 출입구의 차음성능 기준이 필요함을 검증하고자 하였다. 실험은 목포시에 위치한 I아파트에서 진행하였으며, 1층과 4층에 총 2포인트를 선정하여 24시간 측정을 진행하였다.

3. 실험 결과

3.1 출입구 차음성능 실험 결과

광주 B아파트 출입구의 차음성능 실험 결과이다. 차음성능은 약 20 dBA로 나타났으며, 저감이 이루어지는 주요 주파수 대역은 80 Hz 이상의 대역으로 나타났다. 주파수대역이 높아질수록 저감성능이 좋아지는 경향을



Fig. 7 24 hours measurement (I APT. in Mokpo)

보였다. 결과는 Fig. 8과 같다.

광주 D아파트는 26.8 dBA로 B아파트에 비해 높은 차음성능을 보였다. 저감이 이루어지는 주요주파수 대역 또한 50 Hz 이상의 대역으로 B아파트에 비해 낮은 주파수대역의 저감 성능이 좋음을 확인할 수 있었다. 목포 I아파트의 경우 저감성능은 20 dBA로 광주 B아파트와 비슷하나 주요 저감 주파수대역이 50 Hz 이상의 대역으로 나타났다. 이는 단순히 현관문의 구조나 재료, 기밀성 등은 고려하지 않은 측정 결과이다. Fig. 9는 광주 D아파트, Fig. 10은 목포 I아파트의 측정 결과를 나타낸 것이다.

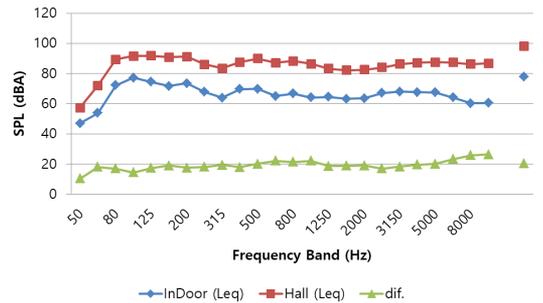


Fig. 8 Measurement result and level different (B APT. in Gwangju)

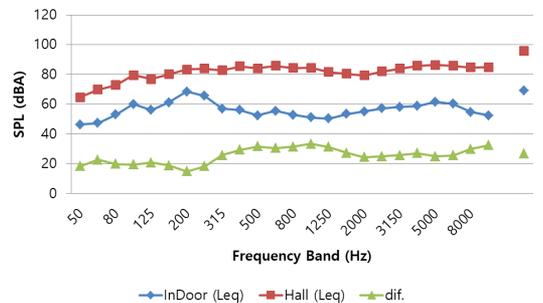


Fig. 9 Measurement result and level different (D APT. in Gwangju)

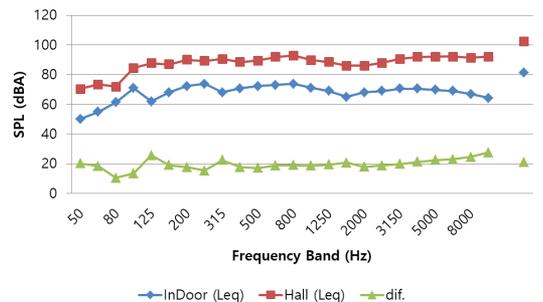


Fig. 10 Measurement result and level different (I APT. in Mokpo)

위 출입구 차음성능 실험 결과로 각 아파트별 출입구의 차음성능을 [KS F 2862 건물 및 건물 부재의 공기전달음 차단성능 평가 방법]<sup>(13)</sup>에 의해 단일수치 값으로 산출하였다. 산출방법은 1/3 옥타브밴드 측정 결과를 연결한 곡선에 대하여 대응하는 기준 곡선을 1 dB 단위로 상하 이동시켜, 16개의 1/3 옥타브밴드에 대해 기준 곡선의 값을 하회하는 값의 총합이 32.0 dB을 상회하지 않는 범위에서 가능한 한 기준 곡선을 위로 이동시켰을 때, 기준곡선의 500 Hz 대역의 값을 읽는 것이 차단성능 단일수치평가값이다. 산출 결과를 Table 3에 나타냈다.

단일수치평가값 산출에 적용한 100 Hz ~ 3150 Hz 대역에서의 주파수대역별 차이값은 광주 D아파트가 400 Hz 이상의 대역에서 저감성능이 우수한 것을 확인할 수 있었다.

현관문짝의 단일 부재가 아닌 현관문이 설치된 부재 및 조인트와 출입구의 개구부등을 포함한 출입구의 차음성능에 주목하여 실험한 내용이며, 실험실이 아닌 실제 공동주택 현장에서의 실험 결과를 평가한 것으로 Rw값이 아닌 Dw값으로 평가하였다. 수치상으로 확인해 보았을 때 차음성능이 좋지 못함을 확인할 수 있는 결과이다.

3.2 출입구를 통한 세대 간 동시 차음성능 실험

Fig. 11은 광주 B아파트의 세대 간 두 출입구의 동

Table 3 Single numeric value of KS F 2862

Unit: dB	D	Dw	C	Dw + C
B APT. in Gwangju	20.3	20	-1	19
D APT. in Gwangju	26.8	27	-1	26
I APT. in Mokpo	20.9	19	0	19

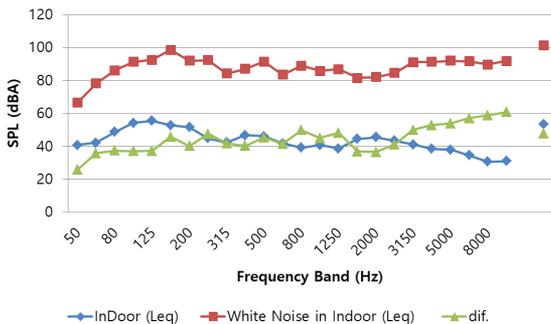


Fig. 11 Sound insulation performance test results between households (B APT. in Gwangju)

시 차음성능 실험 결과이다. 출입구와 출입구 사이에 엘리베이터 홀이 위치한 경우이다. 저감성능은 약 47 dBa 정도로 나타났다. 한 세대의 출입구 차음성능이 20 dBa 정도이고 출입구가 두 개이기 때문에 40 dBa를 적용하였을 때, 엘리베이터 홀에서 추가로 7 dBa의 저감성능을 나타낸다고 할 수 있는 실험 결과이다.

Fig. 12는 목포 I아파트의 세대 간 차음성능 실험 결과이며 차음성능은 약 40 dBa로 나타났다.

4. 생활소음 실측을 통한 세대 출입구의 차음성능 기준 필요성 검증

4.1 수치계산을 통한 차음성능 기준 필요성 검증

세대 출입구를 통해 유입되는 소음은 공용공간이라는 공간적 특성상 대부분 주민들의 일상생활에서 발생하는 소음이다. 실제 거주민이 거주하는 목포 I아파트의 엘리베이터 홀 1층과 4층에 마이크로폰을 설치하고 24시간 생활소음을 측정하였다.

측정 결과는 Table 4와 같다. 1층에서는 평균 54.6 dBA, 최대값으로는 97.3 dBA가 나타났으며, 4층에서는 평균 50.7 dBA, 최대값으로는 88.3 dBA가 나타났다. 97 dBA, 88 dBA 모두 매우 높은 수치의 음압레벨로 거주자의 정온한 주거환경에 많은 영향을 미칠 수 있는 수준으로 판단된다.

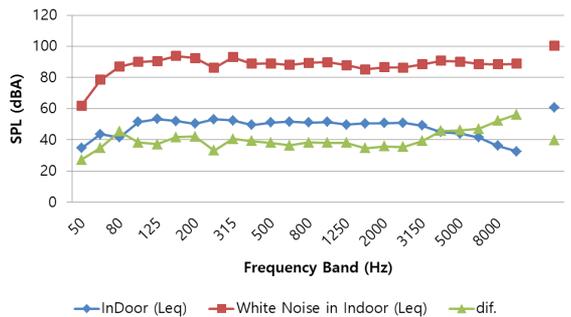


Fig. 12 Sound insulation performance test results between households (I APT. in Mokpo)

Table 4 Result of 24 hours measurement (I APT. in Mokpo)

	First floor	4th floor
LA <sub>eq</sub>	54.6 dBA	50.7 dBA
LA <sub>max</sub>	97.3 dBA	88.3 dBA

가장 높은 레벨이 나타난 97.3 dBA를 문제의 소음 발생 구간으로 판단하고, Fig. 15의 A구간에서 가장 높은 피크레벨인 97.3 dBA가 확인된 순간 1초간의 소음레벨의 주파수 특성을 확인하여, 그와 같이 가장 저감능이 좋았던 광주 D아파트 출입구의 주파수대역별 저감특성을 대입하여 생활 소음이 출입구를 통해 저감되는 주파수별 특성을 분석해 보았다. 그 내용은 Fig. 13과 같다.

그래프에 나타난 A는 24시간 측정 소음 중 97.3 dBA를 나타내는 순간의 주파수특성이며, 녹음 파일을 확인한 결과 그 소리는 남자 어린이 두 명이 큰소리로 소리를 지르는 생활 소음으로 확인되었다. B는 광주 D아파트의 출입구 차음성능 주파수특성이다. 그 차이를 나타낸 것이 C이다. 200 Hz 이하의 대역과, 2000 Hz 이상의 대역에서 저감능이 가장 부실한 것으로 나타났다. 이는 주파수별 저감특성만을 파악한 것이다.

주목해야 할 점은 단일수치값으로 나타냈을 때, A는 97.3 dBA, B는 26.8 dBA, C는 70.5 dBA로 가장 큰 소음이 발생하였을 때, 현관문의 차음성능만으로는 실내로 70 dBA 수준의 소음이 유입된다고 할 수 있다. Fig. 14와 Fig. 15는 24시간 각 층별 타임 히스토리를 나타낸 것이다. 1층의 경우 70 dBA이 넘는 수준의 소

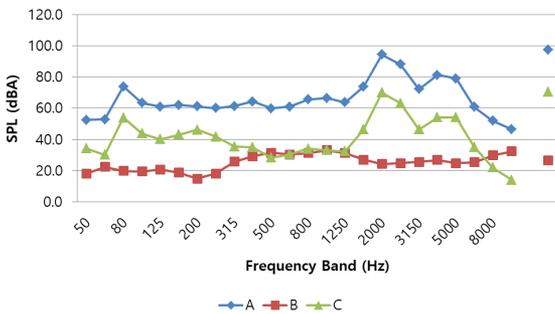


Fig. 13 Evaluation of sound insulation performance by actual measurement data

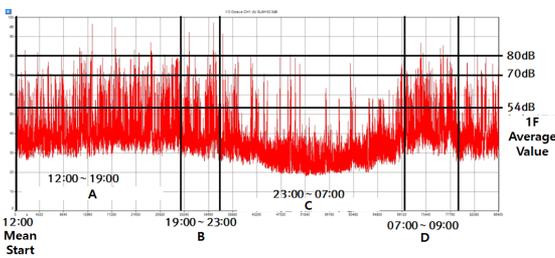


Fig. 14 Time history analysis of 24 hours measurement in 1F (I APT. in Mokpo)

음이 매우 잦은 것으로 나타났다. 야간으로 추정되는 C 구간을 제외한 구간은 평균 54 dBA보다 높게 나타나는 경우가 매우 많은 것으로 측정되었다. 현관문의 차음성능을 평균 22 dBA이라 가정할 때, 1층의 경우 평균 48 dBA ~ 58 dBA의 소음이 많이 유입되고 있고, 최대수치인 97 dBA과 비교하였을 때는 75 dBA의 소음이 유입된다고 판단할 수 있다. 4층의 경우 60 dBA을 넘는 경우가 많이 나타났다. 평균 50 dBA보다 높은 수치이며 높게 측정되는 88 dBA의 경우 66 dBA의 소음이 유입된다고 할 수 있다. 1층에 비해 4층은 유입되는 소음의 정도가 38 dBA ~ 58 dBA 수준으로 낮지만 이 또한 야간 취침이나 정온한 수준과 비교해보면 충분히 소음으로 인지하고 심할 경우 스트레스를 유발할 수 있는 음압레벨이다.

특히, [주택건설기준 등에 관한 규정 제9조, 1항 1조] ‘실내소음도가 45 dBA 이하일 것’에 따라 최소 45 dBA 이하의 실내 소음도를 유지해야 하며, 소음·진동관리법 시행규칙 내의 [별표 8] 생활소음·진동의 규제기준인 주간 45 dBA 이하, 야간 40 dBA 이하의 규정에 따라 야간에는 40 dBA 이하의 생활 소음 환경이 확보되어야 한다.

이러한 측정 데이터의 분석과 범규의 규정을 토대로 거주자의 정온한 생활환경을 위해 출입구의 차음성능 기준을 설정하고 강화해야 할 필요가 있다고 할 수 있다.

4.2 상관성 분석을 통한 출입구의 차음성능 평가

생활 소음 중 가장 높은 레벨을 나타낸 97.3 dBA의 주파수 대역 성분 분석값과 각 공동주택별 출입구의 주파수 대역별 차음성능의 차이가 곧 실내로 유입되는 소음이라고 할 때, 외부에서 발생하는 소음의 성분이 얼마나 내부로 유입되는지를 판단하고자 상관성 분석을 진행하였다.

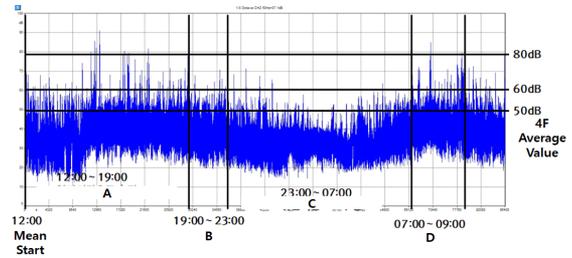


Fig. 15 Time history analysis of 24 hours measurement in 4F (I APT. in Mokpo)

주파수대역별 성분분석의 차이는 Table 5와 같다. A는 97.3 dBA일 때의 주파수 대역별 값을 나타낸 것이다. B는 광주 B아파트의 출입구 차음성능을, C는 A와 B의 차이 즉, 광주 B아파트 세대 내부로 유입되는 소음의 주파수대역별 값을 나타낸 것이다. 이와 같은 방법으로 D는 광주 D아파트의 출입구 차음성능을, E는 내부로 유입되는 소음의 주파수대역별 값을, F는 목포 I아파트의 출입구 차음성능을, G는 내부로 유입되는 소음의 주파수대역별 값을 나타낸 것이다.

**Table 5** Sound insulation performance at entrance of apartment houses (unit: dBA)

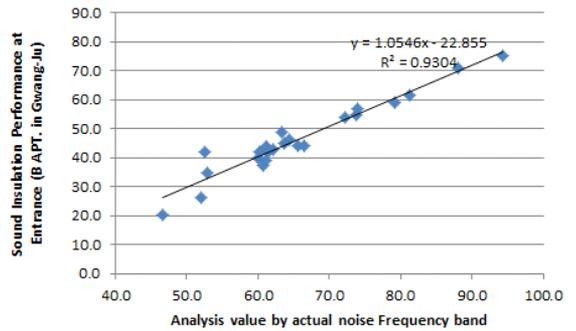
	A	B	C	D	E	F	G
50	52.6	10.4	42.2	18.3	34.3	20.2	32.4
63	52.8	18.2	34.6	22.6	30.2	18.4	34.4
80	73.9	17	56.9	19.9	54.0	10.5	63.4
100	63.4	14.4	49.0	19.5	43.9	13.6	49.8
125	61.0	17.3	43.7	20.8	40.2	25.8	35.2
160	62.0	19.1	42.9	18.9	43.1	19	43.0
200	61.2	17.6	43.6	14.9	46.3	17.8	43.4
250	60.1	18.1	42.0	18.3	41.8	15.5	44.6
315	61.3	19.4	41.9	25.8	35.5	22.5	38.8
400	64.4	17.9	46.5	29.4	35.0	17.7	46.7
500	60.0	20.1	39.9	31.6	28.4	17.1	42.9
630	61.1	22.1	39.0	30.4	30.7	18.8	42.3
800	65.5	21.5	44.0	31.4	34.1	19	46.5
1000	66.5	22.2	44.3	33.3	33.2	18.6	47.9
1250	63.7	18.6	45.1	31.3	32.4	19.5	44.2
1600	73.8	18.9	54.9	27.2	46.6	20.8	53.0
2000	94.3	19	75.3	24.3	70.0	17.9	76.4
2500	88.1	17.1	71.0	24.9	63.2	18.8	69.3
3150	72.2	18.3	53.9	25.7	46.5	19.9	52.3
4000	81.2	19.5	61.7	27	54.2	21.3	59.9
5000	79.1	20.1	59.0	24.9	54.2	22.4	56.7
6300	60.8	23.2	37.6	25.5	35.3	23.1	37.7
8000	52.0	25.9	26.1	29.9	22.1	24.5	27.5
10K	46.7	26.4	20.3	32.4	14.3	27.7	19.0

**Table 6** Correlation analysis of sound insulation performance by apartment

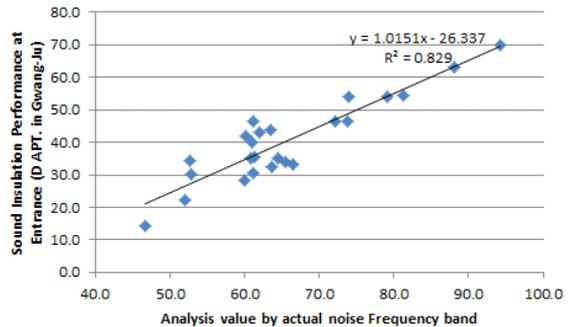
	A and C	A and E	A and G
Correlation value	0.96	0.91	0.96

Table 6은 A와 각 공동주택 실내로 유입되는 소음의 주파수대역별 값을 상관계수로 나타낸 것이다.

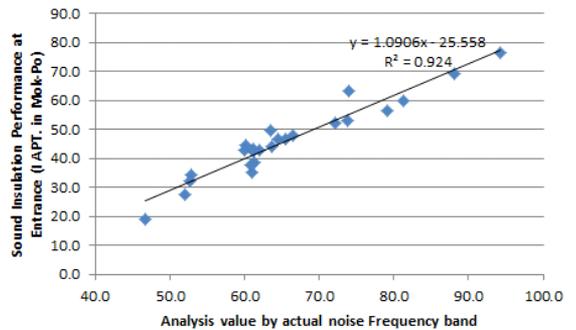
광주 B아파트와 목포 I아파트는 0.96으로 나타났으나, 광주 D아파트는 0.91로 상대적으로 낮게 나타났다. 이는 광주 D아파트의 출입문을 포함한 부재 기밀성의 차이로 판단되며, 그러한 차이가 400 Hz 이상의 대역에서 차음능력이 상대적으로 높게 나타난 이유라 할 수 있다. 이러한 상관성 분석 결과는 앞선 차음성능 비교 결과를 단순 수치 분석이 아닌 통계적 수치의 데이터로 보다 정량적으로 평가할 수 있는 분석 결과이다.



**Fig. 16** Regression curve measurement (B APT. in Gwangju)



**Fig. 17** Regression curve measurement (D APT. in Gwangju)



**Fig. 18** Regression curve measurement (I APT. in Mokpo)

**Table 7** Pearson's R square

	A and C	A and E	A and G
R <sup>2</sup>	0.93	0.83	0.92

### 4.3 회귀분석을 통한 출입구의 차음성능 평가

상관성 분석결과 유입되는 소음의 성분이 0.9 이상으로 차음성능이 열악함과, 현관문 포함 부재의 기밀성에 따라 차음 성능이 향상됨을 검증하였다. 회귀분석을 통해 외부에서 발생하는 소음과 실내로 유입되는 소음의 유의도가 어느 정도인지 검증하고자 하였다. 그 결과 값은 Table 7과 같다. Figs. 16~18은 각 공동주택에서의 차음성능에 대한 회귀식 및 관련 회귀 곡선을 나타내었다.

## 5. 결 론

외부와 직면하고 소음에 노출되기 쉬운 출입구의 차음성능에 대해 대표할 수 있는 객관적 기준이 없는 실정이다. 이 연구에서는 출입의 차음성능 기준 설정의 필요성을 주장하기 위해 현장 실험을 진행하여 타당성을 검증하고자 하였다. 총 3곳의 현장에서 실험하여 현재 공동주택에 적용되는 출입구의 차음성능을 파악하였고, 실제 거주민이 거주하는 아파트에서 출입구와 인접한 엘리베이터 홀에서 발생하는 생활소음을 24시간 측정하여 비교 분석을 진행하였다. 현장 측정 결과, 출입구의 차음성능은 평균 22 dBA로 나타났다. 24시간 생활소음 측정 결과 1층의 경우 최대값 97 dBA, 그 외층의 경우 최대값 88 dBA로 높게 나타났다. 단순 산술을 통해 외부에서 발생하는 소음이 실내로 유입될 경우 약 66 dBA~75 dBA의 소음이 실내로 유입된다고 할 수 있다. 이 수준의 소음은 취침이나 독서 등 정온한 환경을 요구하는 상황에서는 상당히 심각한 소음으로 인지할 수 있고, 스트레스를 야기할 수 있는 수준이다. 특히, 실내소음도가 45 dBA 이하로 한다는 규정에서도 많이 벗어나는 수치이다. 외부발생 생활소음의 성분이 유의도 0.9 수준으로 소음이 실내로 유입되는 것과 현관문과 부재의 기밀성에 따라 차음성능이 향상되는 것을 상관성 분석과 회귀분석을 통해서 검증하였다.

이 연구를 통해 출입구의 차음성능에 대해 기준 설정이 필요함을 판단하였고, 나아가 출입구의 차음성능 개선 방안 및 출입구를 구성하는 각 부재의 기밀함에

따른 주요 주파수대역별 차음성능에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 국토교통부 주거환경연구사업의 연구비 지원(18RERP-B082204-05)에 의해 수행되었습니다.

## References

- (1) KS F 2235 Field Measurements of Sound Insulation of Building Facades and Facade Elements.
- (2) KS F 2862 Rating of Airborne Sound Insulation in Buildings and of Building Elements.
- (3) KS F 2268-1 Fire Resistance Test for Door Assemblies.
- (4) KS F 2846 Methods for Measuring Smoke Penetration through Door Assemblies.
- (5) KS F 3109:2016 Doorset.
- (6) KS F 2808 Laboratory Measurements of Airborne Sound Insulation of Building Elements.
- (7) KS F ISO 10140 1-5 Acoustics – Laboratory Measurement of Sound Insulation of Building Elements.
- (8) ISO 19488 Acoustic Classification Scheme for Buildings Table 1 - Airborne Sound Insulation between Dwellings and Other Rooms – Class limits 1 in dB.
- (9) Kim, S. H., Kim, K. H., Kim, J. M. and Roh, E. A., 2018, Evaluation and Classification of Dry-wall Sound Insulation Using Dwellings, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 196.
- (10) Ju, M. K. and Oh, Y. K., 2010, A Study on the Sound Insulation Performance of Partition Wall Between Units of Apartment House, Journal of the Korea Institute of Ecological Architecture and Environment, Vol. 10, No. 3, pp. 51~56.
- (11) Kim, M. J., 2012, In-situ Sound Insulation Performance of Interior Doors with Slit-shaped Apertures, Journal of Asian Architecture and Building Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 205~212.
- (12) KS F 2809 Field Measurements of Airborne Sound Insulation of Buildings.
- (13) KS F 2862:2017 (MOD ISO 717-1:2013) Rating of Airborne Sound Insulation in Buildings and of Building Elements.

(14) Lee, B. K., Bae, S. H., Hong, C. H., Song, M. S. and Jung, M. H., 2004, Improvement of Sound Transmission Class in the Front Door of Apartment, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 93~96.

(15) KS F ISO 16283-1:2014 Acoustics - Field Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Building Elements - Part 1: Airborne Sound Insulation.

(16) Kim, M. J. and Kim, H. K., 2004, An Experimental Study on Evaluation of the Sound Insulation for Balcony Window in Apartment Houses, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 11, pp. 1137~1146.



**Min-Woo Kang** received the M.S. Degree in Department of Architecture from Mokpo National University in 2016. His Research interests as Floor impact sound, Vibration, Environmental noise.



**Min-Jeong Song** received his Ph.D. in Architectural Engineering from Chonnam National University and worked as a research professor at Mokpo National University's Eco-friendly Architecture Research Center. Currently, he is working as a lecturer at the School of Architecture at Chonnam National University and has been conducting various researches on noise and floor impact sound.



**Yang-Ki Oh** is received Ph.D. in Architectural Acoustics Engineering from Seoul National University and has been working as a professor at Department of Architecture in Mokpo National University.

# 축-원판-블레이드 연성 계의 고유진동수 수렴특성 연구

## Study on the Natural Frequency Convergence Characteristics of a Shaft-disk-blade Coupled System

김형희\* · 유홍희†  
Hyung Hee Kim\* and Hong Hee Yoo†

(Received September 30, 2018 ; Revised December 11, 2018 ; Accepted February 11, 2019)

**Key Words** : Shaft-disk-blade Coupled System(축-원판-블레이드 연성계), Assumed Mode Method(가상모드 방법), Natural Frequency(고유진동수), Convergence Characteristics(수렴 특성)

### ABSTRACT

Shaft-disk-blade coupled systems are widely used in rotating machinery such as helicopters, wind turbines, and steam turbines. In this study, an analytical model of a shaft-disk-blade coupled system is developed by considering the coupling effects in shaft bending, shaft torsion, shaft shear, and blade bending. Next, the natural frequencies of the system are obtained using the assumed mode method that employs three types of mode functions (simple beam functions, beam functions considering the effect of lumped end-mass, and beam functions considering the effects of lumped end-mass and moment of inertia). The results obtained by the three mode function sets are compared to those obtained using a commercial FE program, and the natural frequency convergence characteristics are discussed. It was found that only one of the mode function sets guaranteed accurate natural frequency convergence.

### 1. 서 론

축-원판-블레이드 연성계는 발전용 스팀터빈, 가스 터빈 엔진, 헬리콥터 회전익 계, 그리고 풍력발전기 등 다양한 회전기에 사용되고 있다. 회전기에는 진동이 어느 정도 항상 발생하므로 그 진동 특성은 시스템을 평가하고 설계하는 데에 대단히 중요한 요소이다. 따라서 많은 연구자들이 축, 원판, 그리고 블레이드에 대하여 개별적으로 연구하고 있을 뿐만 아니라 축-원판-블레이드 간의 연성 효과를 고려한 고유진동수 변화에 대해서도 연구를 수행하여 왔다.

Lee<sup>(1)</sup>는 substructure synthesis 방법과 가상모드법을

사용하여 블레이드의 장착 각과 비틀림 각에 따른 축-원판-블레이드 연성계의 고유진동수 특성변화에 대한 연구를 수행하였고 Al-bedoor<sup>(2,3)</sup>는 축의 비틀림과 블레이드의 굽힘이 고려된 축-원판-블레이드 연성계 모델을 제안하고 축의 비틀림 강성에 따른 계의 고유진동수 변화에 대하여 연구하였다. 또한, Yang<sup>(4)</sup>은 원판의 강성의 영향에 따른 축-원판-블레이드 연성계의 고유진동수 변화에 대해 연구했으며 Turban<sup>(5)</sup>은 다단 축-원판-블레이드 연성 계의 모델을 제안하고 원판과 블레이드 개수 증가에 따른 고유진동 특성변화에 대하여 연구하였다.

축-원판-블레이드 연성 계에 대한 진동 해석에는 운동방정식을 유도하기 위해 가상모드법이 종종 사용되

† Corresponding Author ; Fellow Member, School of Mechanical Engineering, Hanyang University  
E-mail : hhyoo@hanyang.ac.kr

\* Dept. of Mech. Convergence Eng., Hanyang University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

고 있다. 하지만 적절한 모드함수가 사용되지 않으면 구해지는 고유진동수가 수렴하지 못할 뿐만 아니라 계산에 많은 시간을 낭비하게 된다. 따라서 적절한 모드 함수 선택은 진동해석에 매우 중요하다.

이 연구의 주요목적은 축의 비틀림, 굽힘, 전단과 블레이드 굽힘이 고려된 축-원판-블레이드 연성계를 모델링하고 운동방정식을 유도하여 축의 굽힘 변위 및 각도에 대한 세 종류의 모드 함수를 사용할 때 모드 수 증가에 따른 모드 함수 종류별 고유진동수 수렴 특성을 파악하는 것이다. 이와 같은 연성 구조 모델의 정확한 수렴특성은 모델의 안정적인 사용을 위해 반드시 연구되어야 하는 필수사항이다.

이 논문의 구성은 다음과 같다. 다음 2장에서는 복합변형변수들<sup>(6)</sup> 이용 축-원판-블레이드 연성 계를 Kane 방법<sup>(7)</sup>을 사용하여서 선형 운동방정식을 유도하였다. 3장에서는 회전속도가 0일 때, 축의 굽힘 변형에 의한 변위 및 각도와 관련된 세 종류의 모드 함수를 사용할 경우 각 모드함수 별로 2장에서 유도된 운동방정식에 근거하여 모드 수 증가에 따른 해석결과를 구하고 ansys 결과와 비교하여 그 수렴 특성을 파악하였다. 마지막으로 4장에는 결론을 수록하였다.

## 2. 시스템 모델링

### 2.1 사용된 가정

여러 개의 블레이드를 갖는 경우 블레이드 간 연성 효과가 나타나게 되나 이 연구에서는 그러한 연성 효과는 고려하지 않았다. 첫째, 축은 직경이 일정한 원형 단면을 갖고 블레이드의 단면은 폭과 두께가 일정한 사각 단면이다. 원판은 원형 강체로 가정하였다. 둘째, 축과 블레이드 물성은 균일하다. 셋째, 축은 비틀림과 전단 및 단면관성효과를 고려하였다(티모센코 보 이론을 사용)<sup>(8)</sup>. 그러나 블레이드는 블레이드의 길이에 비해 두께가 상대적으로 매우 작으므로 전단 및 단면관성효과를 고려하지 않았으며 블레이드의 비틀림 효과도 비틀림 고유진동수가 굽힘 고유진동수에 비해 훨씬 크므로 이 연구에서는 이를 고려하지 않았다(오일러-베르누이 보 이론을 사용)<sup>(8,15)</sup>.

### 2.2 운동방정식 유도

Fig. 1에서  $\hat{a}_1, \hat{a}_2, \hat{a}_3$ 는 기준틀 A에 부착된 서로 수직인 단위벡터들이다. 이 구조계는  $\hat{a}_1$  방향으로  $\omega$  크기

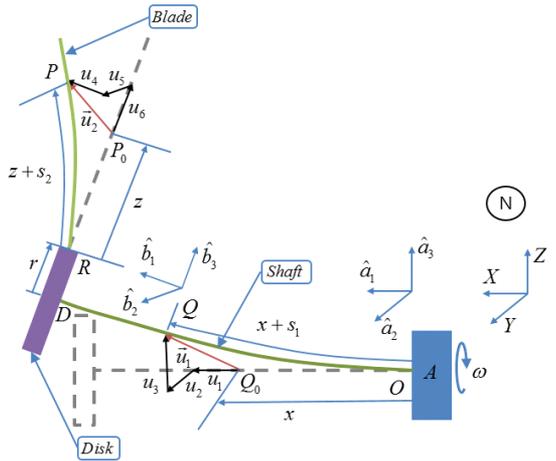


Fig. 1 Configuration of a shaft-disk-blade system

로 회전운동을 하는 외팔보 형태 축 끝단이 원판 중심 D점과 연결된다. 반경 r인 원판 원주 상에는 블레이드가 부착되는데 그 위치를 R이라 한다. 여기서 x는 고정점 O로부터 축 중심선의 변형 전 임의의 점까지 거리를,  $s_1$ 은 축 중심선 상 임의의 점의 인장 변형량을,  $\vec{u}_1$ 은  $u_1, u_2, u_3$ 들로 구성된 탄성 변위 벡터를, z는 점 R에서 블레이드 중립 축 상 변형 전 임의의 점까지 거리를,  $s_2$ 는 블레이드 중립 축 상 임의의 점의 인장변형량을, 그리고  $\vec{u}_2$ 는  $u_4, u_5, u_6$ 로 이루어진 탄성 변위 벡터를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 s_1 &= \sum_{i=1}^{\mu_1} \phi_{1i}(x) q_{1i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_1 > \\
 u_2 &= \sum_{i=1}^{\mu_2} \phi_{2i}(x) q_{2i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_2 > \\
 u_3 &= \sum_{i=1}^{\mu_3} \phi_{3i}(x) q_{3i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_3 > \\
 \theta_1 &= \sum_{i=1}^{\mu_4} \phi_{4i}(x) q_{4i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_4 > \\
 \theta_2 &= \sum_{i=1}^{\mu_5} \phi_{5i}(x) q_{5i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_5 > \\
 \theta_3 &= \sum_{i=1}^{\mu_6} \phi_{6i}(x) q_{6i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_6 > \\
 s_2 &= \sum_{i=1}^{\mu_7} \phi_{7i}(z) q_{7i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_7 > \\
 u_4 &= \sum_{i=1}^{\mu_8} \phi_{8i}(z) q_{8i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_8 > \\
 u_5 &= \sum_{i=1}^{\mu_9} \phi_{9i}(z) q_{9i}(t) < i = 1, 2, \dots, \mu_9 >
 \end{aligned} \tag{1}$$

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 는 축 중심선 상 임의의 점에서의  $\hat{b}_1$  방향 비틀림각과  $\hat{b}_2$  및  $\hat{b}_3$  방향 두 굽힘각을 나타낸다.

연속체 방정식을 구하기 위해 가상모드법을 이용  $s_1, u_2, u_3, \theta_1, \theta_2, \theta_3, s_2, u_4, u_5$ 를 다음 식과 같이 근사화를 한다. 여기서  $\phi_{1i}(x), \phi_{7i}(z)$ 는 축과 블레이드 인장 변위,  $\phi_{2i}(x), \phi_{3i}(x)$ 는 축의  $\hat{a}_2, \hat{a}_3$  방향 굽힘 변위,  $\phi_{4i}(x), \phi_{5i}(x), \phi_{6i}(x)$ 은 각각 축의  $\hat{a}_1$  방향의 비틀림 각과  $\hat{a}_2, \hat{a}_3$  방향의 탄성 축 기울기 그리고  $\phi_{8i}(z)$ 과  $\phi_{9i}(z)$ 는 블레이드  $\hat{b}_1, \hat{b}_2$  방향 굽힘변위들을 근사화하기 위한 모드함수들이다. 또한,  $q_{1i}(t) \sim q_{9i}(t)$ 는 모드 좌표들이며  $\mu_1 \sim \mu_9$ 는 사용된 모드함수별 모드 좌표의 수이며 모드 좌표의 총합은 시스템의 총 자유도와 같다.

Kane의 방법<sup>(7)</sup>을 이용하여 운동방정식은 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$F_i + F_i^* = 0 \quad (2)$$

$$< 1, 2, \dots, \mu_1 + \mu_2 + \dots \mu_8 + \mu_9 >$$

여기서  $F_i$ 와  $F_i^*$ 는 일반작용력과 일반관성력으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_i = - \frac{\partial U}{\partial q_i}$$

$$F_i^* = - \int_0^{L_1} \rho A_1 \tilde{a}^Q \cdot \tilde{v}_i^Q + \tilde{\omega}_i^B \cdot (\tilde{\alpha}^B \cdot \tilde{T}^B + \tilde{\omega}^B \times \tilde{T}^B \cdot \tilde{\omega}^B) dx \quad (3)$$

$$- \int_0^{L_2} \rho^* A_2 \tilde{a}^Q \cdot \tilde{v}_i^D + \tilde{\omega}_i^D \cdot \tilde{T}^* + \tilde{v}_i^D \cdot \tilde{R}^*$$

식(3)에서  $\rho$ 와  $\rho^*$ 는 축과 블레이드의 단위길이당 질량이며  $\tilde{v}_i^Q, \tilde{a}_i^Q$ 는 축 중심 선상 임의의 점  $Q$ 의 선형화된 편속도와 가속도이다.  $\tilde{\omega}_i^B$ 와  $\tilde{\alpha}_i^B$ 는 축의 미소부분  $B$ 의 선형화된 편각속도와 각가속도이다.  $\tilde{T}^B$ 는 축단면 미소부  $B$ 의 단위길이당 관성다이아드,  $\tilde{v}_i^P, \tilde{\alpha}^P$ 는 블레이드 중립축 임의점  $P$ 의 선형화된 편속도와 가속도,  $\tilde{v}_i^D$ 와  $\tilde{\omega}_i^D$ 는  $D$ 점의 선형화된 편속도와 편각속도들을 그리고  $\tilde{T}^*$ 와  $\tilde{R}^*$ 는 원판의 선형화된 관성 토크와 관성력을 각각 나타낸다.

축의 전단과 단면관성효과를 고려하되 블레이드 전단과 단면관성효과를 고려하지 않은 시스템의 탄성에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$U = \frac{1}{2} \left\{ \int_0^{L_1} EA_1 \left( \frac{\partial s_1}{\partial x} \right)^2 dx \right.$$

$$+ \int_0^{L_1} EI_2 \left( \frac{\partial \theta_2}{\partial x} \right)^2 dx$$

$$+ \int_0^{L_1} EI_3 \left( \frac{\partial \theta_3}{\partial x} \right)^2 dx$$

$$+ \int_0^{L_1} K_2 GA_1 \left( \frac{\partial u_2}{\partial x} - \theta_3 \right)^2 dx$$

$$+ \int_0^{L_1} K_3 GA_1 \left( \frac{\partial u_3}{\partial x} + \theta_2 \right)^2 dx \quad (4)$$

$$+ \int_0^{L_1} GK \left( \frac{\partial \theta_1}{\partial x} \right)^2 dx$$

$$+ \int_0^{L_2} EA_2 \left( \frac{\partial s_2}{\partial z} \right)^2 dz$$

$$+ \int_0^{L_2} EI_5 \left( \frac{\partial^2 u_4}{\partial z^2} \right)^2 dz$$

$$+ \left. \int_0^{L_2} EI_4 \left( \frac{\partial^2 u_5}{\partial z^2} \right)^2 dz \right\}$$

여기서,  $L_1, L_2$ 는 축과 블레이드의 길이,  $E$ 는 축과 블레이드의 탄성계수,  $I_2, I_3$ 는 축의 면적관성모멘트,  $K_2, K_3$ 는 축의 단면형상계수,  $G$ 는 축의 전단계수이다. 또한,  $A_1, A_2$ 는 축과 블레이드의 단면적,  $I_4, I_5$ 는 블레이드의 면적 관성 모멘트,  $K$ 는 축의 비틀림 계수이다.

$\hat{a}_1$  방향으로  $\omega$ 의 각속도로 회전하는 축의 변형에 따른 임의의 미소부  $B$ 의 각속도  $\vec{\omega}^B$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{N}_{\omega}^{B} = \vec{N}_{\omega}^{A} + A \vec{\omega}^B$$

$$= \omega \hat{a}_1 + (\dot{\theta}_1 c_2 c_3 + \dot{\theta}_2 s_3) \hat{b}_1$$

$$+ (-\dot{\theta}_1 c_2 s_3 + \dot{\theta}_2 c_3) \hat{b}_2 + (\dot{\theta}_1 s_2 + \dot{\theta}_3) \hat{b}_3 \quad (5)$$

또한, 점  $D$ 에서 축단면 각속도  $\vec{\omega}^D$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{N}_{\omega}^{D} = \vec{N}_{\omega}^{A} + A \vec{\omega}^D$$

$$= \omega \hat{a}_1 + (\dot{\theta}_1 c_2 c_3 + \dot{\theta}_2 s_3) \hat{b}_1$$

$$+ (-\dot{\theta}_1 c_2 s_3 + \dot{\theta}_2 c_3) \hat{b}_2 + (-\dot{\theta}_1 s_2 + \dot{\theta}_3) \hat{b}_3 \quad (6)$$

여기서  $\hat{\cdot}$ 는 점  $D$ 에서의 각도, 각속도 등을 나타낸다. 축의 변형에 따른 중심선 상 임의의 점  $Q$ 의 속도  $\vec{v}^Q$ , 점  $D$ 의 속도  $\vec{v}^D$ , 점  $R$ 의 속도  $\vec{v}^R$ , 그리고 블레이드

변형에 따른 그 중립축 상 임의점  $P$ 의 속도  $\vec{v}^P$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \vec{v}^Q &= \vec{v}^O + {}^A\vec{\omega}^Q + {}^N\vec{\omega}^A \times (\vec{x} + \vec{u}_1) \\
 &= \dot{u}_1 \hat{a}_1 + (\dot{u}_2 - \omega u_3) \hat{a}_2 + (\dot{u}_3 + \omega u_2) \hat{a}_3 \\
 \vec{v}^D &= \dot{u}_1 \hat{a}_1 + (\dot{u}_2 - \omega \bar{u}_3) \hat{a}_2 + (\dot{u}_3 + \omega \bar{u}_2) \hat{a}_3 \\
 \vec{v}^R &= \vec{v}^{\bar{Q}} + {}^N\vec{\omega}^D \times r \hat{b}_3 \\
 &= \dot{u}_1 \hat{a}_1 + (\dot{u}_2 - \omega \bar{u}_3) \hat{a}_2 + (\dot{u}_3 + \omega \bar{u}_2) \hat{a}_3 \\
 &\quad - r(\omega \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{s}_3) \hat{b}_2 \\
 &\quad + r(-\omega \bar{c}_2 \bar{s}_3 - \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{s}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{c}_3) \hat{b}_1 \\
 \vec{v}^P &= \vec{v}^R + {}^N\vec{\omega}^D \times (\vec{z} + \vec{u}_2) + {}^B\vec{v}^P \tag{7} \\
 &= \dot{u}_1 \hat{a}_1 + (\dot{u}_2 - \omega \bar{u}_3) \hat{a}_2 + (\dot{u}_3 + \omega \bar{u}_2) \hat{a}_3 \\
 &\quad + \{(r+z)(-\omega \bar{c}_2 \bar{s}_3 - \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{s}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{c}_3) \\
 &\quad + u_6(-\omega \bar{c}_2 \bar{s}_3 - \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{s}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{c}_3) \\
 &\quad - u_5(\omega \bar{s}_2 + \dot{\theta}_1 \bar{s}_2 + \dot{\theta}_3) + \dot{u}_4\} \hat{b}_1 \\
 &\quad + \{-(r+z)(\omega \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{s}_3) \\
 &\quad - u_6(\omega \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{s}_3) \\
 &\quad + u_4(\omega \bar{s}_2 + \dot{\theta}_1 \bar{s}_2 + \dot{\theta}_3) + \dot{u}_5\} \hat{b}_2 \\
 &\quad + \{u_5(\omega \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{c}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{c}_3) \\
 &\quad - u_4(-\omega \bar{c}_2 \bar{s}_3 - \dot{\theta}_1 \bar{c}_2 \bar{s}_3 + \dot{\theta}_2 \bar{c}_3) + \dot{u}_6\} \hat{b}_3
 \end{aligned}$$

이상 식 (7)에 나타나는  $u_1$ 은  $s_1, u_2, u_3$ 간 근사화된 관계식이며(식 (6)),  $u_6$ 는  $s_2, u_4, u_5$ 간 근사 관계식으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 u_1 &\cong s_1 - \frac{1}{2} \int_0^x \left\{ \left( \frac{\partial u_2}{\partial \sigma} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_3}{\partial \sigma} \right)^2 \right\} d\sigma \\
 u_6 &\cong s_2 - \frac{1}{2} \int_0^z \left\{ \left( \frac{\partial u_4}{\partial \sigma} \right)^2 + \left( \frac{\partial u_5}{\partial \sigma} \right)^2 \right\} d\sigma
 \end{aligned} \tag{8}$$

축 변형에 따른 임의의 단면 미소부  $B$ 의 선형화된 각속도  $\vec{\alpha}^B$ 와 점  $D$ 에서의 선형화된 각속도  $\vec{\alpha}^D$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \vec{\alpha}^B &= (\dot{\omega} + \dot{\theta}_1) \hat{b}_1 + (-\dot{\omega} \theta_3 - \omega \dot{\theta}_3 + \ddot{\theta}_2) \hat{b}_2 \\
 &\quad + (\dot{\omega} \theta_2 + \omega \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) \hat{b}_3 \\
 \vec{\alpha}^D &= (\dot{\omega} + \ddot{\theta}_1) \hat{b}_1 + (-\dot{\omega} \bar{\theta}_3 - \omega \dot{\theta}_3 + \ddot{\theta}_2) \hat{b}_2 \\
 &\quad + (\dot{\omega} \bar{\theta}_2 + \omega \dot{\theta}_2 + \dot{\theta}_3) \hat{b}_3
 \end{aligned} \tag{9}$$

축 중심선 상 임의점  $Q$ 에서의 선형화된 각속도  $\vec{\alpha}^D$ , 블레이드의 중립축 상 임의점  $P$ 의 선형화된 각속도  $\vec{\alpha}^P$ ,  $D$ 점의 선형화된 각속도  $\vec{\alpha}^D$ 는 선형화된 속도  $\vec{v}^Q, \vec{v}^D, \vec{v}^P$ 를 이용해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \vec{\alpha}^Q &= \frac{A d\vec{v}^Q}{dt} + {}^N\vec{\omega}^A \times \vec{v}^Q \\
 &= \ddot{s}_1 \hat{a}_1 + (\ddot{u}_2 - \dot{\omega} u_3 - 2\omega \dot{u}_3 - \omega^2 u_2) \hat{a}_2 \\
 &\quad + (\ddot{u}_3 + \dot{\omega} u_2 + 2\omega \dot{u}_2 - \omega^2 u_3) \hat{a}_3 \\
 \vec{\alpha}^D &= \frac{A d\vec{v}^D}{dt} + {}^N\vec{\omega}^A \times \vec{v}^D \\
 &= \ddot{s}_1 \hat{a}_1 + (\ddot{u}_2 - \dot{\omega} \bar{u}_3 - 2\omega \dot{\bar{u}}_3 - \omega^2 \bar{u}_2) \hat{a}_2 \\
 &\quad + (\ddot{u}_3 + \dot{\omega} \bar{u}_2 + 2\omega \dot{\bar{u}}_2 - \omega^2 \bar{u}_3) \hat{a}_3 \\
 \vec{\alpha}^P &= \frac{A d\vec{A}}{dt} + {}^N\vec{\omega}^A \times \vec{A} + \frac{B d\vec{B}}{dt} + {}^N\vec{\omega}^B \times \vec{B} \tag{10} \\
 &= \ddot{s}_1 \hat{a}_1 + (\ddot{u}_2 - \dot{\omega} \bar{u}_3 - 2\omega \dot{\bar{u}}_3 - \omega^2 \bar{u}_2) \hat{a}_2 \\
 &\quad + (\ddot{u}_3 + \dot{\omega} \bar{u}_2 + 2\omega \dot{\bar{u}}_2 - \omega^2 \bar{u}_3) \hat{a}_3 \\
 &\quad + \left[ (r+z) \left( -\omega \dot{\theta}_3 - \omega \dot{\theta}_3 + \ddot{\theta}_2 \right) \right. \\
 &\quad \left. + \left\{ (r+z) \left( \omega^2 \bar{\theta}_2 + \omega \dot{\theta}_3 \right) \right\} + \ddot{u}_4 \right] \hat{b}_1 \\
 &\quad + \left\{ -(r+z) \left( \dot{\omega} + \dot{\theta}_1 \right) - u_5 \omega^2 \right\} \hat{b}_2 \\
 &\quad + \left\{ 2\dot{u}_5 \omega + u_5 \dot{\omega} + \ddot{s}_2 \right. \\
 &\quad \left. - (r+z) \left( \omega^2 + 2\omega \dot{\theta}_1 \right) - s_2 \omega^2 \right\} \hat{b}_3
 \end{aligned}$$

여기서  $\vec{A}$ 와  $\vec{B}$ 는 벡터미분정리를 이용,  $\vec{\alpha}^P$ 를 구하기 위해  $\vec{v}^P$ 를 좌표계  $\hat{a}_i$ 로 표기한 성분과 좌표계  $\hat{b}_i$ 로 표기한 성분을 각각 나타낸 것으로 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \vec{A} &= \dot{s}_1 \hat{a}_1 + (\dot{u}_2 - \omega \bar{u}_3) \hat{a}_2 + (\dot{u}_3 + \omega \bar{u}_2) \hat{a}_3 \\
 \vec{B} &= \{(r+z)(-\omega \bar{\theta}_3 + \dot{\theta}_2) + \dot{u}_4\} \hat{b}_1 \\
 &\quad + \{-(r+z)(\omega + \dot{\theta}_1) - s_2 \omega + \dot{u}_5\} \hat{b}_2 \\
 &\quad + (u_5 \omega + \dot{s}_2) \hat{b}_3
 \end{aligned} \tag{11}$$

축단면 미소부  $B$ 의 단위길이당 관성 다이아덕은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{I}^B = I_{11} \hat{b}_1 \hat{b}_1 + I_{22} \hat{b}_2 \hat{b}_2 + I_{33} \hat{b}_3 \hat{b}_3 \tag{12}$$

$\vec{T}^*, \vec{R}^*$ 는 원판에 작용하는 선형화된 관성 토크와 관성력이며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{T}^* &= -\tilde{\alpha}^D \cdot \vec{T}^d - \tilde{\omega}^D \times \vec{T}^d \cdot \tilde{\omega}^D \\ &= -I_d^1(\dot{\omega} + \dot{\theta}_1) \hat{b}_1 \\ &\quad + \left\{ (I_d^3 - I_d^1)\omega^2 \bar{\theta}_2 + (I_d^3 - I_d^1)\omega^2 \dot{\theta}_3 \right\} \hat{b}_2 \\ &\quad + \left\{ -I_d^2(-\dot{\omega} \bar{\theta}_2 - \omega \dot{\theta}_3 + \ddot{\theta}_2) \right. \\ &\quad \left. + \left\{ -(I_d^1 - I_d^2)\omega^2 \bar{\theta}_3 + (I_d^1 - I_d^2)\omega^2 \dot{\theta}_2 \right\} \hat{b}_3 \right. \\ &\quad \left. - I_d^3(\dot{\omega} \bar{\theta}_2 + \omega \dot{\theta}_2 + \ddot{\theta}_3) \right\} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \vec{R}^* &= -M_D \tilde{a}^D \\ &= M_D \left\{ -\ddot{s}_1 \hat{a}_1 (\ddot{u}_2 - \dot{\omega} \bar{u}_3 - 2\omega \dot{u}_3 - \omega^2 \bar{u}_2) \hat{a}_2 \right\} \\ &\quad \left\{ -(\ddot{u}_3 + \dot{\omega} \bar{u}_2 + 2\omega \dot{u}_2 - \omega^2 \bar{u}_3) \hat{a}_3 \right\} \end{aligned}$$

여기서  $M_d$ 는 원판의 질량이고  $\vec{T}^d$ 는 원판의 관성다이아덕으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{T}^d = I_1^d \hat{b}_1 \hat{b}_1 + I_2^d \hat{b}_2 \hat{b}_2 + I_3^d \hat{b}_3 \hat{b}_3 \quad (14)$$

식 (4)~(11)과 (13)을 식 (3)에 대입하면 운동방정식을 유도할 수 있으며 이를 식 (15)을 이용해 정리하면 다음과 같은 행렬 방정식 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{M} \ddot{q}_i + \vec{G} \dot{q}_i + \vec{K} q_i &= \vec{F} \\ \langle 1, 2, \dots, \mu_1 + \mu_2 + \dots \mu_8 + \mu_9 \rangle \end{aligned} \quad (15)$$

여기서

$$\begin{aligned} M_{\alpha\beta}^{(1)} &= \int_0^{L_1} \phi_{\alpha i}(x) \phi_{\beta j}(x) dx \\ M_{\alpha\beta}^{(2)} &= \phi_{\alpha i}(L_1) \phi_{\beta j}(L_1) \\ M_{\alpha\beta}^{(3)} &= \int_0^{L_2} \phi_{\alpha i}(z) \phi_{\beta j}(z) dz \\ M_{\alpha\beta}^{(4)} &= \int_0^{L_2} \phi_{\alpha i}(L_1) \phi_{\beta j}(z) dz \\ M_{\alpha\beta}^{(5)} &= \int_0^{L_2} \phi_{\alpha i}(z) \phi_{\beta j}(L_1) dz \\ M_{\alpha\beta}^{(6)} &= \int_0^{L_2} \phi_{\alpha i}(L_1) \phi_{\beta j}(L_1) dz \\ M_{\alpha\beta}^{(7)} &= \int_0^{L_2} (r+z) \phi_{\alpha i}(L_1) \phi_{\beta j}(z) dz \\ M_{\alpha\beta}^{(8)} &= \int_0^{L_2} (r+z) \phi_{\alpha i}(z) \phi_{\beta j}(L_1) dz \\ M_{\alpha\beta}^{(9)} &= \int_0^{L_2} (r+z) \phi_{\alpha i}(L_1) \phi_{\beta j}(L_1) dz \\ M_{\alpha\beta}^{(10)} &= \int_0^{L_2} (r+z)^2 \phi_{\alpha i}(L_1) \phi_{\beta j}(L_1) dz \\ K_{\alpha\beta}^{(1)} &= \int_0^{L_1} \phi'_{\alpha i}(x) \phi'_{\beta i}(x) dx \\ K_{\alpha\beta}^{(2)} &= \int_0^{L_1} \phi'_{\alpha i}(x) \phi_{\beta i}(x) dx \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} K_{\alpha\beta}^{(3)} &= \int_0^{L_1} \phi_{\alpha i}(x) \phi'_{\beta i}(x) dx \\ K_{\alpha\beta}^{(4)} &= \int_0^{L_2} r(L_2-z) \phi'_{\alpha i}(z) \phi'_{\beta i}(z) dz \\ K_{\alpha\beta}^{(5)} &= \int_0^{L_2} \frac{1}{2} (L_2^2 - z^2) \phi'_{\alpha i}(z) \phi'_{\beta i}(z) dz \\ K_{\alpha\beta}^{(6)} &= \int_0^{L_2} \phi''_{\alpha i}(z) \phi''_{\beta i}(z) dz \\ F_{\alpha}^{(1)} &= \int_0^{L_2} (r+z) \phi_{\alpha i}(L_1) dz \\ F_{\alpha}^{(2)} &= \int_0^{L_1} \phi_{\alpha i}(x) dx \\ F_{\alpha}^{(3)} &= \int_0^{L_2} (r+z)^2 \phi_{\alpha i}(L_1) dz \\ F_{\alpha}^{(4)} &= \phi_{\alpha i}(L_1) \end{aligned} \quad (16)$$

여기서  $M, G, K, F$  행렬 등 각 행렬들의 부분행렬은 다음과 같다.

$$M = \begin{bmatrix} [m_{11}] & 0 & 0 & 0 & [m_{51}] & 0 & 0 & [m_{18}] & 0 \\ 0 & [m_{22}] & 0 & [m_{42}] & 0 & 0 & 0 & 0 & [m_{29}] \\ 0 & 0 & [m_{33}] & 0 & 0 & 0 & [m_{37}] & 0 & 0 \\ 0 & [m_{42}] & 0 & [m_{44}] & 0 & 0 & 0 & 0 & [m_{49}] \\ [m_{51}] & 0 & 0 & 0 & [m_{55}] & 0 & 0 & [m_{58}] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & [m_{66}] & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [m_{73}] & 0 & 0 & 0 & [m_{77}] & 0 & 0 \\ [m_{81}] & 0 & 0 & 0 & [m_{85}] & 0 & 0 & [m_{88}] & 0 \\ 0 & [m_{92}] & 0 & [m_{94}] & 0 & 0 & 0 & 0 & [m_{99}] \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} m_{11} &= \rho \left( \sum_{j=1}^{\mu_1} M_{11}^{(1)} + \sum_{j=1}^{\mu_1} M_{11}^{(4)} \right) + M_D M_{11}^{(2)} \\ m_{15} &= [m_{51}]^T = \rho \sum_{j=1}^{\mu_5} M_{15}^{(9)} \\ m_{18} &= [m_{81}]^T = \rho \sum_{j=1}^{\mu_8} M_{18}^{(5)} \\ m_{22} &= \rho \left( \sum_{j=1}^{\mu_2} M_{22}^{(1)} + \sum_{j=1}^{\mu_2} M_{22}^{(4)} \right) + M_D M_{22}^{(3)} \\ m_{24} &= [m_{42}]^T = -\rho \sum_{j=1}^{\mu_4} M_{24}^{(9)} \\ m_{29} &= [m_{92}]^T = \rho \sum_{j=1}^{\mu_9} M_{29}^{(5)} \\ m_{33} &= \rho \left( \sum_{j=1}^{\mu_3} M_{33}^{(1)} + \sum_{j=1}^{\mu_3} M_{33}^{(4)} \right) + M_D M_{33}^{(2)} \\ m_{37} &= [m_{73}]^T = \rho \sum_{j=1}^{\mu_7} M_{37}^{(5)} \\ m_{44} &= I_{11} \sum_{j=1}^{\mu_4} M_{44}^{(1)} + \rho \sum_{j=1}^{\mu_4} M_{44}^{(10)} + I_{M_{44}^{(2)}}^d \\ m_{49} &= [m_{94}]^T = -\rho \sum_{j=1}^{\mu_9} M_{49}^{(7)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_{55} &= I_{22} \sum_{j=1}^{\mu_5} M_{55}^{(1)} + \rho \sum_{j=1}^{\mu_5} M_{55}^{(10)} + I_2^d M_{55}^{(2)} \\
 m_{58} &= [m_{85}]^T = \rho \sum_{j=1}^{\mu_5} M_{58}^{(7)} \\
 m_{66} &= I_{33} \sum_{j=1}^{\mu_6} M_{66}^{(1)} + I_3^d M_{66}^{(2)} \\
 m_{77} &= \rho \sum_{j=1}^{\mu_7} M_{77}^{(3)} \\
 m_{88} &= \rho \sum_{j=1}^{\mu_8} M_{88}^{(3)} \\
 m_{99} &= \rho \sum_{j=1}^{\mu_9} M_{99}^{(3)}
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [g_{23}] & 0 & 0 & 0 & [g_{27}] & 0 & 0 \\ 0 & [g_{32}] & 0 & [g_{34}] & 0 & 0 & 0 & 0 & [g_{39}] \\ 0 & 0 & [g_{43}] & 0 & 0 & 0 & [g_{47}] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & [g_{72}] & 0 & [g_{74}] & 0 & 0 & 0 & 0 & [g_{79}] \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [g_{93}] & 0 & 0 & 0 & [g_{97}] & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 g_{23} &= -[g_{32}]^T \\
 &= -2\omega \left\{ \rho \left( \sum_{j=1}^{\mu_3} M_{23}^{(1)} + \sum_{j=1}^{\mu_3} M_{23}^{(4)} \right) + M_D M_{23}^{(2)} \right\} \\
 g_{27} &= -[g_{72}]^T = -2\omega \rho \sum_{j=1}^{\mu_7} M_{27}^{(5)} \\
 g_{34} &= -[g_{43}]^T = -2\omega \rho \sum_{j=1}^{\mu_4} M_{34}^{(9)} \\
 g_{39} &= -[g_{93}]^T = 2\omega \rho \sum_{j=1}^{\mu_9} M_{39}^{(5)} \\
 g_{47} &= -[g_{74}]^T = 2\omega \rho \sum_{j=1}^{\mu_7} M_{47}^{(7)} \\
 g_{79} &= -[g_{97}]^T = 2\omega \rho \sum_{j=1}^{\mu_9} M_{79}^{(3)}
 \end{aligned}$$

(18)

$$K = \begin{bmatrix} [k_{11}] & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & [k_{22}] & [k_{23}] & [k_{24}] & 0 & [k_{26}] & [k_{27}] & 0 & [k_{29}] \\ 0 & [k_{32}] & [k_{33}] & [k_{34}] & [k_{35}] & 0 & [k_{37}] & 0 & [k_{39}] \\ 0 & [k_{42}] & [k_{43}] & [k_{44}] & 0 & 0 & [k_{47}] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [k_{53}] & 0 & [k_{55}] & [k_{56}] & 0 & [k_{58}] & 0 \\ 0 & [k_{62}] & 0 & 0 & [k_{65}] & [k_{66}] & 0 & [k_{68}] & 0 \\ 0 & [k_{72}] & [k_{73}] & 0 & 0 & 0 & [k_{77}] & 0 & [k_{79}] \\ 0 & 0 & 0 & 0 & [k_{85}] & [k_{86}] & 0 & [k_{88}] & 0 \\ 0 & [k_{92}] & [k_{93}] & 0 & 0 & 0 & [k_{97}] & 0 & [k_{99}] \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 k_{11} &= EA_1 \sum_{j=1}^{\mu_1} K_{11}^{(1)} \\
 k_{22} &= -\omega^2 m_{22} + K_2 GA_1 \sum_{j=1}^{\mu_2} K_{22}^{(1)} \\
 k_{23} &= [k_{32}]^T = \frac{\dot{\omega}}{2\omega} g_{23} \\
 k_{24} &= [k_{42}]^T = -\omega^2 m_{24} \\
 k_{26} &= [k_{62}]^T = -K_2 GA_1 \sum_{j=1}^{\mu_6} K_{26}^{(2)} \\
 k_{27} &= [k_{72}]^T = \frac{\dot{\omega}}{2\omega} g_{27} \\
 k_{29} &= [k_{92}]^T = -\omega^2 \rho \sum_{j=1}^{\mu_9} M_{29}^{(5)} \\
 k_{33} &= -\omega^2 m_{33} + K_3 GA_1 \sum_{j=1}^{\mu_3} K_{33}^{(1)} \\
 k_{34} &= [k_{34}]^T = \frac{\dot{\omega}}{2\omega} g_{34} \\
 k_{35} &= [k_{53}]^T = K_3 GA_1 \sum_{j=1}^{\mu_5} K_{35}^{(2)} \\
 k_{37} &= [k_{73}]^T = -\omega^2 \rho \sum_{j=1}^{\mu_7} M_{37}^{(5)} \\
 k_{39} &= [k_{93}]^T = \frac{\dot{\omega}}{2\omega} g_{39} \\
 k_{44} &= GK \sum_{j=1}^{\mu_4} K_{44}^{(1)} \\
 k_{47} &= \frac{\dot{\omega}}{\omega} g_{47} \\
 k_{55} &= EI_1 \sum_{j=1}^{\mu_5} K_{55}^{(1)} + K_3 GA_1 \sum_{j=1}^{\mu_5} M_{55}^{(1)} \\
 &\quad + \omega^2 \left\{ \rho \sum_{j=1}^{\mu_5} M_{55}^{(10)} + (I_1^d - I_3^d) M_{55}^{(2)} \right\} \\
 k_{56} &= [k_{65}]^T = \dot{\omega} (I_{11} - I_{22}) \sum_{j=1}^{\mu_6} M_{56}^{(1)} + \dot{\omega} (I_1^d - I_2^d) M_{56}^{(2)} \\
 k_{58} &= [k_{85}]^T = \omega^2 m_{58} \\
 k_{66} &= EI_3 \sum_{j=1}^{\mu_6} K_{66}^{(1)} + K_2 GA_1 \sum_{j=1}^{\mu_6} M_{66}^{(1)} \\
 &\quad + \omega^2 (I_1^d - I_2^d) M_{66}^{(2)} \\
 k_{68} &= -[k_{86}]^T = \dot{\omega} \rho \sum_{j=1}^{\mu_8} M_{68}^{(2)} \\
 k_{77} &= -\omega^2 m_{77} + EA_2 \sum_{j=1}^{\mu_7} K_{77}^{(1)} \\
 k_{79} &= -[k_{97}]^T = \frac{\dot{\omega}}{2\omega} g_{79} \\
 k_{88} &= \omega^2 \rho \left( \sum_{j=1}^{\mu_8} K_{88}^{(3)} + \sum_{j=1}^{\mu_8} K_{88}^{(4)} \right) + EI_5 \sum_{j=1}^{\mu_8} K_{88}^{(5)}
 \end{aligned}$$

$$k_{99} = -\omega^2 \left\{ m_{99} - \rho \left( \sum_{j=1}^{\mu_0} K_{99}^{(4)} + \sum_{j=1}^{\mu_0} K_{99}^{(5)} \right) \right\} + EI_4 \sum_{j=1}^{\mu_0} K_{99}^{(6)} \tag{19}$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\omega} \rho F_2^{(1)} \\ \omega^2 \rho F_3^{(1)} \\ \dot{\omega} (I_{11} F_4^{(2)} + \rho F_4^{(3)} + I_1^d F_4^{(4)}) \\ 0 \\ 0 \\ \omega^2 \rho F_7^{(1)} \\ 0 \\ \dot{\omega} \rho F_9^{(1)} \end{bmatrix} \tag{20}$$

### 3. 수치해석

#### 3.1 ANSYS 고유진동수 해석결과

Table 1은 이 연구에서 사용된 모델의 데이터이다. 축, 원판과 블레이드는 각 1개만 모델링하였다. 축, 원판과 블레이드 유한요소는 1차원 beam 188요소를 사용하였으며 축, 원판과 블레이드에 각각 10개, 2개 그리고 5개의 요소 사용하였다. 원판은 축의 자유단 끝에 두께 1 mm로 모델링하였다. 원판 중심노드와 블레이드 길이방향 첫 번째 노드 사이에 강체 경계조건을 적용하였다. Table 2에는 ANSYS<sup>(9)</sup>를 이용해 구한 축 굽힘 모드 1차~4차 고유진동수, 인장모드 1차 고유진동수, 비틀림모드의 1차 고유진동수 그리고 블레이드 굽힘모드의 1, 2차 고유진동수의 결과가 나타나 있다.

**Table 1** Numerical data of a shaft-disk-blade system

Description	Value
Material property	$E = 200 \text{ GPa}$ , $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
Poisson ratio	$\nu = 0.25$
Blade length	0.125 m
Blade cross section area	$2.54 \times 0.1 \text{ cm}^2$
Blade mass per unit length	0.2 kg/m
Disk radius	0.05 m
Disk moment of inertia	$0.012 \text{ 331 25 kg}\cdot\text{m}^2$
Shaft length	0.5 m
Shaft diameter	1 cm
Shaft torsional stiffness	157.08 N·m/rad

#### 3.2 축의 굽힘 변위 및 각도에 대한 모드 함수

이 절은 앞에서 유도된 운동방정식을 수치적으로 해석하기 위한 축의 굽힘 변위 및 각도와 관련된 세 종류 모드함수들을 소개하고자 한다. 첫 번째 경우(case 1)는 외팔보의 굽힘 변위 및 각도에 대한 일반화된 모드 함수들을 축의 굽힘 변위 및 각도에 대한 모드함수로 사용하는 경우로 다음과 같다.

$$\phi_{2i}(x) = \cosh \frac{\lambda_{2i} x}{L_1} - \cos \frac{\lambda_{2i} x}{L_1} - \frac{\cosh \lambda_{2i} + \cos \lambda_{2i}}{\sinh \lambda_{2i} + \sin \lambda_{2i}} \left( \sinh \frac{\lambda_{2i} x}{L_1} - \sin \frac{\lambda_{2i} x}{L_1} \right) \tag{21}$$

$$\cos \lambda_{2i} \cdot \cosh \lambda_{2i} + 1 = 0 \tag{22}$$

여기서 식 (21)은 모드함수, 식 (22)는 특성방정식을 나타내는데  $\phi_{2i}(x)$ 는  $\phi_{3i}(x)$ 와 동일하다.

두 번째 경우(case 2)는 외팔보의 자유단의 끝에 집중질량을 가진 보의 굽힘 변위 및 각도에 대한 모드 함수들을 축의 굽힘 변위 및 각도에 대한 모드함수로 사용한 경우로 다음 같이 나타낼 수 있다<sup>(10)</sup>.

$$\phi_{2i}(x) = \cos \lambda_{2i} x - \cosh \lambda_{2i} x - \frac{\cos \lambda_{2i} L_1 + \cosh \lambda_{2i} L_1}{\sin \lambda_{2i} L_1 + \sinh \lambda_{2i} L_1} (\sin \lambda_{2i} x - \sinh \lambda_{2i} x) \tag{23}$$

$$1 + \frac{1}{\cos \lambda_{2i} L_1 \cosh \lambda_{2i} L_1} - \frac{M_D}{\rho A L_1} \lambda_{2i} L_1 (\tan \lambda_{2i} L_1 - \tanh \lambda_{2i} L_1) = 0 \tag{24}$$

여기서 식 (23)은 모드함수, 식 (24)는 특성방정식을 나타낸다.

**Table 2** Numerical frequencies obtained with ANSYS (unit: Hz)

Shaft 1st bending natural frequency (N.F)	2.4374
Shaft 2nd bending N.F	2.4378
Shaft 3rd bending N.F	53.776
Shaft 4th bending N.F	58.610
Shaft 1st torsional N.F	17.713
Shaft 1st longitudinal N.F	282.23
Blade 1st bending N.F	47.727
Blade 2nd bending N.F	328.43

세 번째 경우(case 3)는 외팔 보 자유단 끝에 집중질량과 집중질량의 질량 관성모멘트 효과를 동시에 고려한 굽힘 변위 및 각도 관련 모드함수들을 축의 굽힘 변위 및 각도를 위한 모드함수들로 사용하는 경우로 다음과 같다<sup>(11)</sup>.

$$\phi_{2i}(x) = \sin\lambda_{2i}x - \sinh\lambda_{2i}x + \left( \frac{\cos\lambda_{2i}L_1 + \cosh\lambda_{2i}L_1}{\sin\lambda_{2i}L_1 + \sinh\lambda_{2i}L_1} \right) (\cos\lambda_{2i}x - \cosh\lambda_{2i}x) \tag{25}$$

$$1 + \cos\lambda_{2i}L_1 \cosh\lambda_{2i}L_1 - \frac{J_D}{J_S} (\lambda_{2i}L_1)^3 \left( \frac{\sinh\lambda_{2i}L_1 \cos\lambda_{2i}L_1}{\sin\lambda_{2i}L_1 \cosh\lambda_{2i}L_1} \right) = 0 \tag{26}$$

여기서  $J_D$ 는 원판과 블레이드의 질량관성모멘트의 합이고  $J_S$ 는 축의 질량관성모멘트이다. 이의 블레이드의 굽힘 변위를 위한 모드함수는 식 (21), 축의 비틀림은 외팔보의 자유단 끝에 집중질량 및 그 집중질량의 질량관성모멘트를 고려한 모드함수로 사용했으며 축의 인장은 외팔보 자유단 끝에 집중질량이 있는 모드함수로 사용하였다<sup>(12,13)</sup>. 수치해석 결과와 ANSYS 결과 간의 오차를 식 (27)과 같이 정의하였다.

$$\frac{\text{Present} - \text{ANSYS}}{\text{ANSYS}} \times 100 = P(\%)$$

$$P > 0, \quad \text{Error}(\%) = P \tag{27}$$

$$P \leq 0, \quad \text{Error}(\%) = 0$$

여기서  $P$ 는 수치해석 결과와 ANSYS 결과 간의 상대 오차를 나타낸다. 그런데 여기서  $P < 0$ 이면 수치해석 결과가 ANSYS의 결과보다 더 낮은 고유진동수 값을 갖는다는 것을 나타내는 것이다. 유한요소법에서 요소 수를 증가시키거나 가상모드법에서 사용모드 수를 증가시키면 해석결과가 점점 더 작은 값으로 수렴해 간다는 일관된 수렴특성은 잘 알려져 있다. 따라서  $P < 0$  이면 사용된 모델의 수치해석 결과가 ANSYS 결과보다 더 정확한 값에 수렴했다는 것을 보여주는 것이므로 error를 0으로 정의한 것이다.

### 3.3 축에 대한 모드함수 별 수치해석 결과와 ANSYS 결과 간 오차

제안된 축-원판-블레이드 연성모델을 앞서 소개된 모드함수(case 1 ~ case 3)별로 모드 수(모드함수의 수)를 축의 인장, 굽힘, 비틀림 방향 그리고 블레이드 인

장, 굽힘 방향별로 각각 동일한 수로 증가할 때에 고유진동수 수치해석 결과<sup>(14)</sup>를 구하고 수치해석 결과와 식 (27)로 ANSYS 고유진동수 해석결과와의 오차를 Figs. 2 ~ 4에 나타내었다.

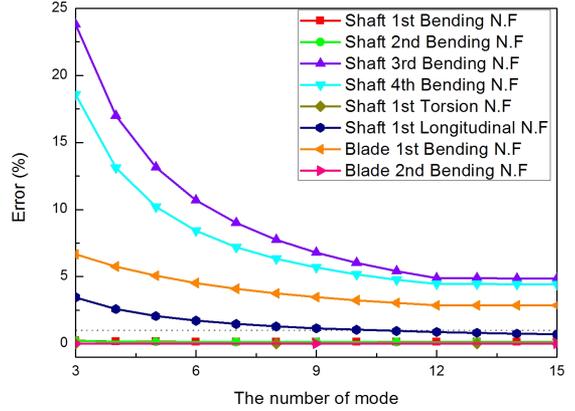


Fig. 2 Error versus the number of mode (case 1)

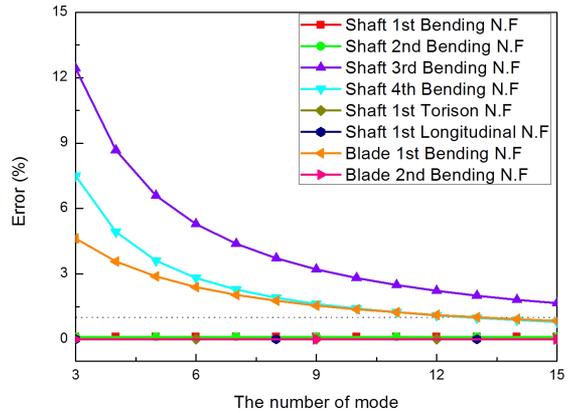


Fig. 3 Error versus the number of mode (case 2)

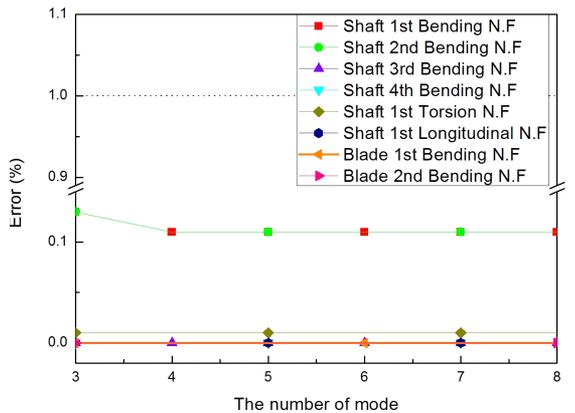
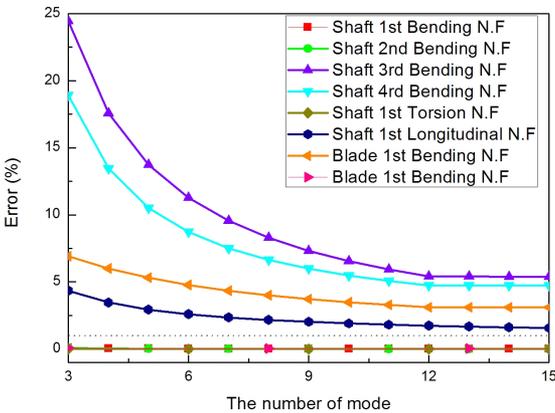


Fig. 4 Error versus the number of mode (case 3)

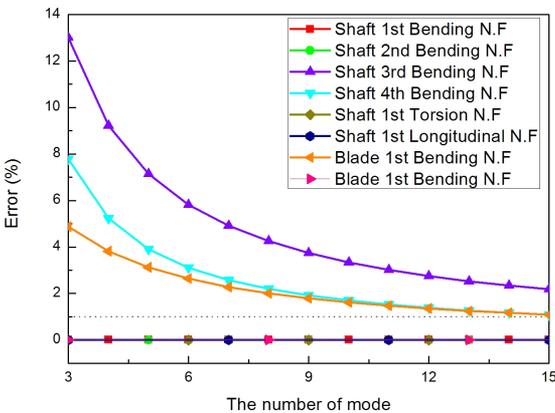
Fig. 2는 모드 수 증가에도 불구하고 축의 3, 4차 굽힘 고유진동수와 블레이드 1차 굽힘 고유진동수 오차가 1% 이하로 감소하지 않았음을 알 수 있다. Fig. 3은

**Table 3** Natural frequencies obtained with the present method and ANSYS

	ANSYS [Hz]	Present [Hz]	Error (%)
Shaft 1st bending N.F	2.4374	2.4402	0.11
Shaft 2nd bending N.F	2.4378	2.4406	0.11
Shaft 3rd bending N.F	53.776	53.502	0
Shaft 4th bending N.F	58.610	58.443	0
Shaft 1st torsional N.F	17.713	17.714	0.01
Shaft 1st longitudinal N.F	282.23	279.81	0
Blade 1st bending N.F	47.727	47.614	0
Blade 2nd bending N.F	328.43	328.06	0



**Fig. 5** Error versus the number of mode (case 1) employing the reference values in Table 3



**Fig. 6** Error versus the number of mode (case 2) employing the reference values in Table 3

Fig. 2와 달리 축 4차 굽힘 고유진동수와 블레이드 1차 굽힘 고유진동수가 모드 수 증가에 따라 1% 이하로 감소하나 축 3차 굽힘 고유진동수는 1% 이하로 감소하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 4에는 모드 수가 3개일 때부터 축 1~4차 굽힘 고유진동수, 축 1차 인장 고유진동수, 축 1차 비틀림 고유진동수 그리고 블레이드 1, 2차 굽힘 고유진동수들이 모두 오차 0.11% 이하임을 확인할 수 있다. Fig. 4에서 모드 수가 6개일 때를 충분히 수렴한 결과라 보고 이를 Table 3에 나타내었다.

**3.4 모드함수 별 수렴 특성**

Table 3의 present 결과를 기준으로 하여 3.2장에서 소개한 case 1과 case 2에 대한 오차들을 식 (27)를 이용하여 Figs. 5, 6과 같이 나타내었다. Fig. 5에는 Fig. 2와 달리 모드 수가 증가함에도 축 3, 4차 굽힘 고유진동수, 축 1차 인장 고유진동수 그리고 블레이드 1차 굽힘 고유진동수가 1% 이하로 감소하지 않았음을 알 수 있다. Fig. 6에서는 Fig. 3과 달리 모드 수가 증가해도 축 3, 4차 굽힘 고유진동수와 블레이드의 1차 굽힘 고유진동수가 1% 이하로 감소하지 않음을 알 수 있다.

**4. 결 론**

축의 굽힘 방향 변위 및 각도에 대해 세 종류의 외팔보의 굽힘 방향 모드함수로 사용한 결과, 일반화된 외팔보의 굽힘 방향 모드함수(case 1)와 외팔보 자유단 끝에 집중질량만 고려한 외팔 보 굽힘 방향 모드함수(case 2)를 축의 굽힘 방향 변위 및 각도에 대한 모드함수로 사용하면 모드 수가 증가하여도 특정 모드에 대한 고유진동수들의 오차를 감소시킬 수 없음을 확인할 수 있었다. 이에 반해 외팔보의 자유단 끝에 집중질량 및 그 집중질량의 질량관성모멘트를 동시 고려한 모드함수를 사용하면 모드 수의 증가에 따라 모든 모드의 빠른 수렴성을 달성할 수 있음을 확인할 수 있었으며 적은 모드 수만 사용하여도 ANSYS와 동등한 정확도의 결과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

이 연구에서 유도된 축-원판-블레이드 연성계의 모델은 향후 이의 설계를 위한 진동 및 과도 특성 해석에 매우 유용하게 사용할 수 있을 것이다. 유효요소모델에 비해 소수의 일반좌표들만을 사용하는 이러한 모드좌표 기반 해석모델은 축-원판-블레이드 연성계의 기

본설계 및 평가에 효율적으로 이용될 수 있을 것이다.

## 후 기

이 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 2018201010636A).

## References

(1) Lee, C. W. and Chun, S. B., 1996, Vibration Analysis of Shaft-bladed Disk System by Using Substructure Synthesis and Assumed Modes Method, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 189, No. 5, pp. 857~608.

(2) Al-Bedoor, B. O., 1999, Dynamic Model of Coupled Shaft Torsional and Blade Bending Deformation in Rotors, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 169, No. 1-2, pp. 177~190.

(3) Al-Bedoor, B. O., 2007, Natural Frequencies of Coupled Blade-bending and Shaft-torsional Vibration, *Shock and Vibration*, Vol. 14, pp. 65~80.

(4) Yang, C. H., and Huang, S. C., 2007, The Influence of Disk's Flexibility on Coupling Vibration of Shaft-disk-blades Systems, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 301, No. 1-2, pp. 1~17.

(5) Turban, Ö. and Bulut, G., 2006, Linearly Coupled Shaft-torsional and Blade-bending Vibrations in Multi-stage Rotor-blade Systems, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 296, No. 1-2, pp. 292~318.

(6) Yoo, H. H., Ryan, R. R. and Scott, R. A., 1995, Dynamics of Flexible Beam Undergoing Overall Motions, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 181, No. 2, pp. 261~278.

(7) Kane, T. and Levinson, D., 1985, *Dynamics: Theory and Applications*, New York, McGraw-Hill Co.

(8) Inman, D. J., 2014, *Engineering Vibrations*, 4th Ed. Pearson, Boston.

(9) ANSYS, 1998, *User's Manual Structural Analysis Guide*, Pennsylvania, ANSYS Inc.

(10) Rao, S. S., 2007, *Vibration of Continuous System*,

Wiley, New York.

(11) Braun, S. G., Ewins, D. J. and Rao, S. S., 2001, *Encyclopedia of Vibration*, Academic Press, New York.

(12) R. D. Blevins, 1979, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*. Van Nostrand Reinhold Ltd., New York.

(13) Meirovitch, L., 1967, *Analytical Methods in Vibrations*, Macmillan Publishing Co., Inc., New York.

(14) Yoo, H. H. and Shin, S. H., 1998, Vibration Analysis of Rotating Cantilever Beam, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 212, No. 5, pp. 807~828.

(15) Shin, S. H. and Yoo, H. H., 1996, Modeling and Vibration Analysis of Rotating Cantilever Beams Considering Shear and Rotary Inertia Effects, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 6. No. 2, pp. 179~185.



**Hyung Hee Kim** received his B.S. degree in the Department of Mechanical Engineering in Younghan University in 2012. He is working as a M.S. candidate in the Department of Mechanical Convergence Engineering in Hanyang University, Seoul, Korea.

His research interests include structural vibration and dynamics.



**Hong Hee Yoo** received his B.S. and M.S. degrees in the Department of Mechanical Design in Seoul National University in 1980 and 1982. He received his Ph.D. degree in the Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics in

the University of Michigan at Ann Arbor in 1989. He is a professor in the Department of Mechanical Engineering at Hanyang University, Seoul, Korea. His research interests include multi-body dynamics, structural vibration and statistical uncertainty analysis in Mechanics.

# 굽힘 파동 전달 특성을 이용한 빔 형상 구조물의 결빙 감지 기법

## Icing Detection Method for Beam Shape Structure Using Flexural Wave Transmission Characteristics

박 인 기\* · 박 준 홍†  
Inki Park\* and Junhong Park†

(Received November 16, 2018 ; Revised March 13, 2019 ; Accepted March 20, 2019)

**Key Words** : Flexural Wave(굽힘 파동), Icing Detection(결빙 감지)

### ABSTRACT

In this study, the flexural wave propagation characteristics were used to detect the ice formed on an aircraft wing. In an environmental test chamber, ice was made on a beam simulating an aircraft wing. Vibration was induced to the beam with an excitation shaker in the audio frequency range. The ice enveloped the upper surface of the wing-shaped beam. By measuring the vibration responses, dynamic characteristics were estimated by predicting the wave propagation on the beam and the ice structure. Young's modulus of the effective complex beam varied significantly over the frequency range with the ice-covered beam. The dynamic characteristics estimated using this method were not sensitive to the temperature variation tested in this study. This method may allow the effective detection of ice formation in actual operating conditions of an aircraft.

### 1. 서 론

항공기의 성능 요구조건 중 가장 중요한 한 가지는 가혹한 기상조건 하에서도 안전하게 비행할 수 있는 능력이다. 수분 함유량이 높은 대기 중을 비행하는 항공기는 공기에 함유되어 있는 물 입자가 과냉각인 상태에서 빙점 이하의 온도인 항공기 기체의 표면에 부딪히면 결빙이 생성될 수 있다<sup>(1)</sup>. 항공기 기체의 표면에 결빙이 생성되면 항공기의 안전한 비행을 크게 위협하게 된다. 특히 날개에 생성된 결빙은 항력을 증가시키고 양력을 감소시켜서 항공기의 조종성과 안정성을 크게 저하시킨다<sup>(2)</sup>. 따라서 항공기는 결빙이 발생할 가능성이 적은 경로를 선택하여 비행하는 것이

바람직하나 만약 불가피하게 항공기에 결빙이 발생하였을 때는 이를 신속히 감지하고 해당 구역을 회피하거나 제빙장치를 작동하여 생성된 얼음을 신속히 제거하여야 한다. 또한 생성되었던 결빙이 완전히 제거되었음도 알 수 있어야 한다.

항공기 기체의 표면에 결빙이 생성되었음을 감지하는 방법으로는 여러 가지가 개발되어 사용되고 있다. 그 중 대표적인 것들을 살펴보면 진동자 방식, 융해열 방식, 광학/입자 빔 차단 방식, 회전 실린더/토크 측정 방식 등이 있다<sup>(3)</sup>. 진동자 방식은 대기 중에 노출된 진동자를 전기/자기적으로 계속 가진하고 있는 상태에서 진동자의 표면에 얼음이 생성되면 진동자의 고유진동수가 변화하고 정해진 진동 크기를 유지하기 위해 필요한 전력의 변화를 감지하여 얼음의 생성을 감

† Corresponding Author ; Member, Division of Mechanical Engineering, Hanyang University  
E-mail : parkj@hanyang.ac.kr

\* Member, Graduate School of Hanyang University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

지하는 방식이다. 진동자 방식은 현재 대부분의 항공기에 가장 많이 사용되고 있는 방식이다. 융해열 방식은 대기 중에 노출된 탐침의 표면에 가는 전선을 감고 이 전선에 전력 펄스를 주기적으로 인가하고 있는 상태에서 전선의 표면에 얼음이 생성되면 전선이 전력에 의해 가열될 때 얼음의 융해열 때문에 전선의 온도가 상승하는 패턴이 달라지는 것을 감지하여 얼음의 생성을 감지하는 방식이다. 융해열 방식은 주로 군용 항공기에 많이 사용되는 방식이다. 광학/입자 빔 차단 방식은 전자 빔 또는 적외선 빔을 발신부에서 방사하고 일정 거리에 떨어져 있는 수신부에서 이를 감지하고 있다가 빔의 전송 경로에 얼음이 생성되면 전자 빔 또는 적외선 빔이 차단되어 얼음의 생성을 감지하는 방식이다. 광학/입자 빔 차단 방식은 헬리콥터에 많이 사용되는 방식이다. 회전 실린더/토크 측정 방식은 실린더를 공기 흐름 경로에 설치하여 일정한 속도로 회전시키고 실린더의 한쪽 면에 근접하게 칼날을 설치한다. 실린더의 표면에 얼음이 생성되면 이 얼음이 회전하면서 칼날에 걸리게 되고 실린더를 회전시키는데 필요한 토크가 증가하여 얼음의 생성을 감지하는 방식이다. 회전 실린더/토크 측정 방식은 소형 항공기에 많이 사용되는 방식이다.

위에서 언급한 결빙 감지 방법들은 감지 장치들이 설치되어 있는 국부적인 위치에서의 결빙을 감지하여 항공기 전체의 결빙을 추정하는 방식이다. 특정한 위치에서의 결빙으로 항공기 전체의 결빙을 추정하는 것은 오류가 있을 수 있고 이를 보완하기 위해서는 감지 장치를 여러 위치에 많이 설치해야 한다.

이 연구에서는 빔 형상 구조물에서의 굽힘 파동 전달 특성을 이용하여 결빙을 감지하는 방법을 제안하였다. 빔 전달함수 방법은 구조 진동의 이론적 해를 기반으로 하므로 더 적은(둘 또는 셋) 진동 측정이 요구된다<sup>(4)</sup>. 피로하중이 가해진 중합체 콘크리트의 강성과 손실계수를 측정하는데 빔 형상의 시편에 두 개의 가속도센서를 이용한 전달함수 방법이 사용된 사례가 있다<sup>(5)</sup>. 여기서는 항공기의 날개를 빔으로 모사하고 빔의 길이방향으로 전달되는 굽힘 파동 전달 특성이 빔 위에 얼음이 생성되었을 때 변화하는 점을 이용한 것으로 전체 빔의 길이방향으로 단 두 개 위치에서의 진동 측정만으로 얼음의 생성을 감지할 수 있다. 따라서 이 방법은 날개 전체에서의 결빙을 직접 감지할 수 있으며 진동 측정용 센서를 날개 내부에 설치할 수 있

어 센서가 가혹한 항공기 외부 환경에 노출되지 않는다는 장점이 있다.

## 2. 빔 결빙 감지 실험

### 2.1 실험장치 구성

항공기의 날개를 모사하기 위한 빔 실험 시편은 AL6061-T6로 제작하였으며 길이는 40 cm, 폭은 5 cm, 두께는 4 mm로 하였다. 빔을 가진하기 위하여 진동시험기의 아마추어 헤드 위에 알루미늄 지그를 설치하고 그 위에 빔 시편을 고정하였다. 빔의 고정 형상은 clamped-free 조건을 만족하도록 설치하였다. 빔의 진동을 측정하기 위하여 빔 위에 두 개의 가속도센서를 빔의 고정단, 그리고 고정단으로부터 8 cm 떨어진 위치에 설치하였다. 빔을 포함한 진동실험장치를 온도시험챔버의 내부에 설치하고 빔 위에 물을 채워 놓은 상태에서 온도시험챔버의 내부 온도를 영하로 냉각하여 얼음이 생성되도록 하였다. 이 연구에서 사용한 빔 결빙 실험장치의 구성을 Fig. 1과 Fig. 2에 보여주고 있다.

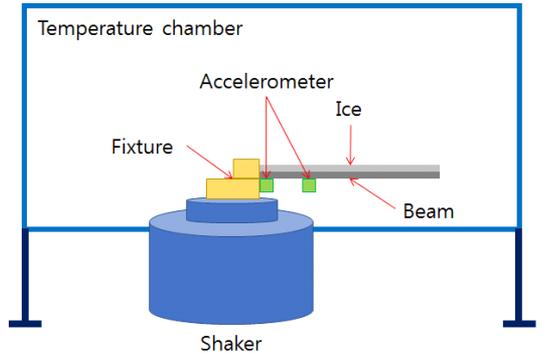


Fig. 1 Experimental setup schematic for detection of icing on a beam

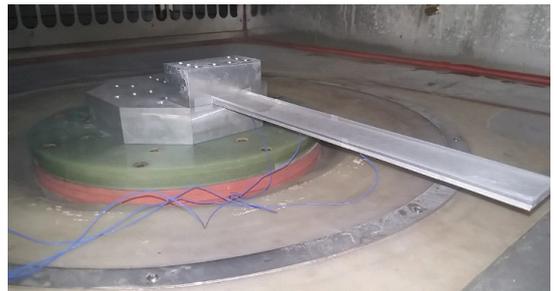


Fig. 2 Experimental setup picture for detection of icing on a beam

### 2.2 빔의 동특성 측정

항공기 날개를 모사한 빔을 Euler-Bernoulli 빔으로 가정하면 운동방정식은 식 (1)과 같이 쓸 수 있다.

$$\hat{D} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + M \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \tag{1}$$

식 (1)에서  $\hat{D}$  은 복소 굽힘강성으로서  $\hat{D}(w) = D(w) (1 + i\eta_D(w))$ 로 나타낼 수 있으며  $w$ 는 파동의 주파수를 나타낸다.  $D(w) = E(w) \times I$ 는 주파수에 따른 동적 굽힘 강성이며  $\eta_D(w)$ 는 주파수에 따른 손실계수이다.  $E(w)$ 는 주파수에 따른 동적 탄성계수이며  $I$ 는 단면 관성모멘트이다.  $w$ 는 빔의 수직방향 변위이고  $x$ 는 빔의 길이방향 위치이며  $M$ 은 빔의 단위 길이 당 질량이다.  $w$ 를 조화운동으로 가정하면  $w(x, t) = Re\{\hat{w}(x)e^{i\omega t}\}$ 로 나타낼 수 있고 식 (1)을 만족하는 빔의 위치에 관한 함수는 식 (2)와 같이 쓸 수 있다.

$$\hat{w}(x) = \hat{A}_1 \sin \hat{k}_b x + \hat{A}_2 \cos \hat{k}_b x + \hat{A}_3 e^{\hat{k}_b(x-L)} + \hat{A}_4 e^{-\hat{k}_b x} \tag{2}$$

식 (2)에서  $\hat{k}_b$ 는 복소 파수(wave number)이며  $\hat{A}_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 는 각 파동성분의 크기이다. Clamped-free 형태인 빔의 고정단을 가진할 때 이 형상을 만족시키는 네 개의 경계조건을 이용하면 식 (3)과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & e^{-\hat{k}_b L} & 1 \\ 1 & 0 & e^{-\hat{k}_b L} & -1 \\ -\sin \hat{k}_b L - \cos \hat{k}_b L & 1 & e^{-\hat{k}_b L} & \\ -\cos \hat{k}_b L & \sin \hat{k}_b L & 1 & -e^{-\hat{k}_b L} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{A}_1 \\ \hat{A}_2 \\ \hat{A}_3 \\ \hat{A}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} w_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{3}$$

식 (3)을 풀면  $\hat{A}_i (i = 1, 2, 3, 4)$ 를  $\hat{k}_b$ 에 대한 관계식으로 나타낼 수 있으며 이것들을 식 (4)에 대입한다.

$$Ae^{i\phi} = \frac{\hat{w}(x_1)}{\hat{w}(0)} = \frac{\hat{A}_1 \sin \hat{k}_b x_1 + \hat{A}_2 \cos \hat{k}_b x_1 + \hat{A}_3 e^{\hat{k}_b(x_1-L)} + \hat{A}_4 e^{-\hat{k}_b x_1}}{w_0} \tag{4}$$

식 (4)는 빔 위의 두 위치에서 수직방향 변위들간의 전달함수를 나타내는 식이며  $A$ 는 측정된 전달함수의 크기,  $\phi$ 는 측정된 전달함수의 위상이다. 식 (4)의 좌변과 우변을 같게 만드는  $\hat{k}_b$ 는 Newton Rapson method

를 이용하여 구할 수 있다<sup>(6)</sup>. 여기서 구한  $\hat{k}_b$ 를 식 (5)에 대입하면  $\hat{D}$ 를 구할 수 있다.

$$\hat{D} = \frac{M\omega^2}{\hat{k}_b^4} \tag{5}$$

빔 위에 얼음이 생성되었을 때는 서로 다른 두 개의 빔이 겹쳐진 것으로 가정할 수 있고 합성된 빔의 강성과 빔만의 강성과의 관계는 식 (6)과 같다<sup>(7)</sup>.

$$\frac{\hat{D}_c}{\hat{D}_1} = 1 + \alpha\gamma^3 + 3(1+\gamma)^2 \frac{\alpha\gamma}{1+\alpha\gamma} \tag{6}$$

$\hat{D}_c$ 은 합성된 빔의 복소 굽힘강성이며  $\hat{D}_1$ 은 빔만의 복소 굽힘강성이다.  $\alpha = \frac{E_2}{E_1}$ 은 빔의 탄성계수와 얼음의 탄성계수의 비이며  $\gamma = \frac{h_2}{h_1}$ 은 빔의 두께와 얼음의 두께의 비이다. 식 (6)을  $E_2$ 에 관해서 풀면 얼음만의 탄성계수와 손실계수를 구할 수 있다.

### 3. 실험결과 및 검토

빔에 얼음이 생성되었을 때의 동특성 변화를 측정하기 위한 실험은 다음과 같이 수행하였다. 온도시험 챔버의 공기온도를 조절하여 빔과 얼음의 온도가 실험 목표온도에 도달하게 하였다. 빔 위의 고정단에 설치된 가속도센서를 제어 목표점으로 설정하고 진동시험기를 제어하여 주파수 범위(10 Hz ~ 1000 Hz), 진동 크기는 전체 주파수 범위에서 0.001 g/Hz가 되도록 랜덤 진동을 인가하였다. 비행 진동의 가장 일반적인 가진원은 항공기를 둘러싼 공기 흐름에서의 난류와 관련되며 공기역학적 유동으로부터 발생한 진동은 주로 광대역 랜덤 진동이다<sup>(8)</sup>. 항공기 진동의 주요한 원인은 항공기 주위의 공기역학적 유동이며 변동하는 압력(난류)은 항공기 구조의 표면을 가진한다. 제트 항공기에서의 진동환경은 사실상 광대역 랜덤 진동이다<sup>(9)</sup>.

빔의 탄성계수의 추정 초기값은 68.9 GPa, 밀도는 2698.8 kg/m<sup>3</sup>의 값을 사용하였으며 얼음의 탄성계수의 추정 초기값은 8.826 GPa, 밀도는 918.5 kg/m<sup>3</sup>의 값을 사용하였다.

먼저 빔만 있는 상태에서 가진하여 측정된 전달함수와 이론적으로 추정된 전달함수를 주파수 영역에서

서로 비교하였다. Fig. 3은  $\frac{\hat{w}(x_1)}{\hat{w}(x_0)}$ 의 관계에서 측정된 전달함수와 이론적으로 추정된 전달함수를 같이 나타내고 있는데 측정된 전달함수가 전체 주파수 범위에서 이론적으로 추정된 전달함수와 거의 일치하는 것을 확인할 수 있다.

다음으로 빙만 있을 때와 빙 위에 얼음이 생성되었을 때 빙의 동특성 변화를 비교하기 위하여 얼음의 두께를 두 가지의 경우로 하여 실험을 실시하였다. Fig. 4는 빙만 있을 때와 빙 위에 얼음의 두께가 두 가지의 경우로 생성되었을 때  $\frac{\hat{w}(x_1)}{\hat{w}(x_0)}$ 의 관계에서 측정된 전달함수를 나타낸다.

다음으로 빙 자체의 동특성이 온도의 변화에 얼마나 민감한지 확인하기 위하여 빙만 있을 때 온도를 다르게 하여 실험을 실시하였다. Fig. 6은 빙만 있을 때 온도의 변화에 따른 빙의 탄성계수 및 손실계수를 나타낸다.

Fig. 5는  $\frac{\hat{w}(x_1)}{\hat{w}(x_0)}$ 의 관계에서 측정된 전달함수로부

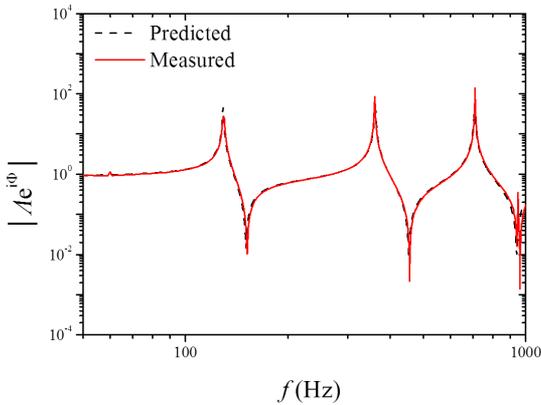


Fig. 3 Comparison between estimated transfer function and measured transfer function

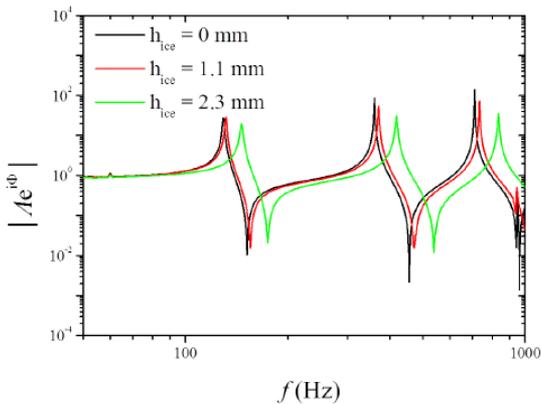


Fig. 4 Transfer function depending on thickness of ice

터 구한 얼음의 두께에 따른 빙의 탄성계수 및 손실계수를 나타낸다.

Fig. 5에서 보면 빙만 있을 때와 비교하여 빙 위에 얼음이 생성된 경우 전 주파수 범위에서 탄성계수와 손실계수가 증가된 것을 알 수 있다. 또한 얼음이 얇은 경우와 비교하여 얼음이 두꺼운 경우 전 주파수 범위에서 탄성계수와 손실계수가 더 증가된 것을 알 수 있다.

다음으로 빙 자체의 동특성이 온도의 변화에 얼마나 민감한지 확인하기 위하여 빙만 있을 때 온도를 다르게 하여 실험을 실시하였다. Fig. 6은 빙만 있을 때 온도의 변화에 따른 빙의 탄성계수 및 손실계수를 나타낸다.

Fig. 6에서 보면 온도가 감소할수록 빙의 탄성계수가 약간 증가하나 얼음이 생성되었을 때의 증가량보다는 훨씬 작으므로 빙 자체의 온도에 따른 탄성계수와 손실계수의 변화는 얼음의 생성을 감지하는데 영향을 주지 않음을 알 수 있다.

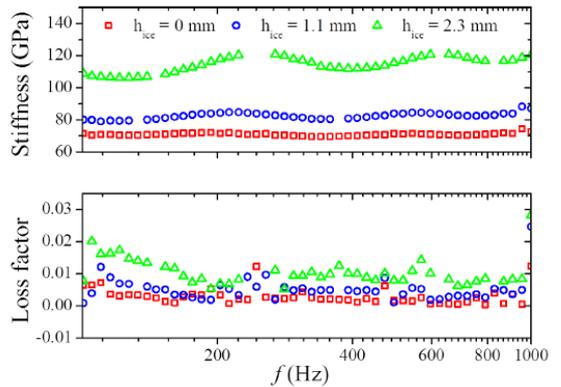


Fig. 5 Young's modulus of elasticity and loss factor depending on thickness of ice

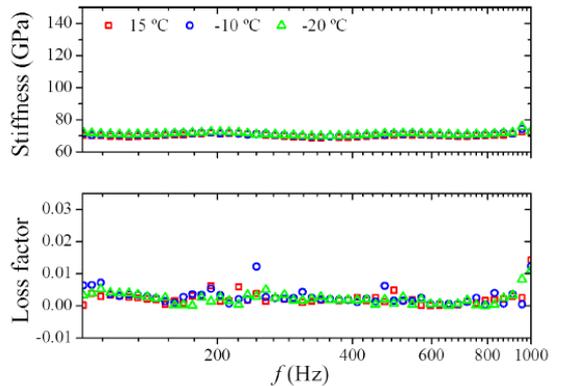


Fig. 6 Young's modulus of elasticity and loss factor of the beam depending on temperature

다음으로 빔과 얼음이 합성되었을 때의 동특성이 온도의 변화에 얼마나 영향을 받는지 확인하기 위하여 빔에 얼음이 생성되었을 때 온도를 다르게 하여 실험을 실시하였다. Fig. 7은 빔에 얼음이 생성되었을 때 온도의 변화에 따른 빔과 얼음의 합성된 탄성계수 및 손실계수를 나타낸다.

Fig. 7에서 보면 온도가 감소하면 빔과 얼음의 합성된 탄성계수와 손실계수가 약간 증가하나 얼음의 생성에 따른 증가량보다는 훨씬 작으므로 온도의 변화는 얼음의 생성을 감지하는 데 영향을 주지 않음을 알 수 있다.

Table 1에 지금까지 언급한 다양한 실험조건에 따른 탄성계수와 손실계수의 변화를 정리하여 나타내었다.

추가로 얼음만의 탄성계수와 손실계수를 Fig. 8에

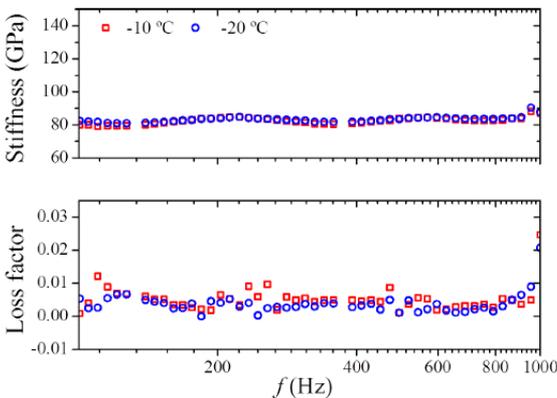


Fig. 7 Young's modulus of elasticity and loss factor of the combined beam and ice depending on temperature

Table 1 Young's modulus of elasticity and loss factor for various conditions

		Average Young's modulus of elasticity (GPa)	Average loss factor
Ice thickness	0 mm	70.976	$2.956 \times 10^{-3}$
	1.1 mm	82.570	$5.160 \times 10^{-3}$
	2.3 mm	114.506	$1.050 \times 10^{-2}$
Beam temperature	15 °C	70.258	$2.321 \times 10^{-3}$
	-10 °C	70.976	$2.956 \times 10^{-3}$
	-20 °C	71.418	$2.374 \times 10^{-3}$
Beam + ice temperature	-10 °C	82.570	$5.159 \times 10^{-3}$
	-20 °C	83.324	$3.792 \times 10^{-3}$

나타내었으며 기존 논문<sup>(10)</sup>에 제시된 값과 비교한 결과를 Table 2에 나타내었다. 얼음의 탄성계수가 가진 주파수의 증가에 따라 증가하는 경향이 서로 일치함을 알 수 있다. 기존 논문에는 얼음의 손실계수에 대한 정보는 없었다.

이 연구결과를 항공기에 적용하기 위해서는 먼저 날개의 길이방향으로 서로 다른 두 위치에 가속도 센서를 설치하고 날개에 얼음이 없는 상태에서 항공기의 운항 시 날개에 진동이 가해질 때 탄성계수와 손실계수를 계산하여 이를 기준값으로 삼는다. 그 후 항공기의 운항 중 계속적으로 진동을 측정하여 탄성계수와 손실계수를 계산하여 감시하다가 이 값들이 기준값보다 커지게 되면 날개에 얼음이 생성된 것으로 간주하고 조치를 취할 수 있다. 얼음의 두께에 따른 탄성계수와 손실계수의 변화량은 항공기 날개의 형상과 재질에 따라 달라질 것이므로 각 항공기에 대한 얼음 생성의 정도에 대한 추정값은 각 항공기별로 실험을 통하여 얻어야 한다.

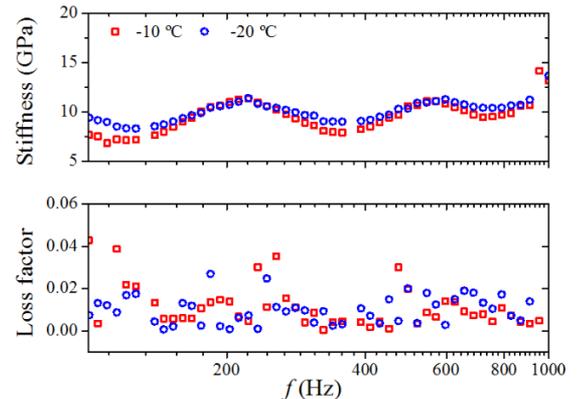


Fig. 8 Young's modulus of elasticity and loss factor of ice depending on temperature

Table 2 Young's modulus of elasticity and loss factor of ice at -10 °C

		Frequency (Hz)		
		100 ~ 300	300 ~ 600	600 ~ 1000
Average Young's modulus of elasticity (GPa)	Experiment	9.159	9.401	10.684
	Reference <sup>(6)</sup>	9.150	9.238	9.288
Average loss factor	Experiment	0.018	0.008	0.021
	Reference <sup>(6)</sup>	-	-	-

## 4. 결 론

이 연구에서는 항공기 날개에 얼음이 생성되었을 때 이를 감지하기 위하여 빔의 굽힘 파동 전달 특성을 이용하는 방법을 제안하였다. 항공기 날개를 모사한 빔 위에 얼음이 생성되었을 때 빔의 탄성계수와 손실계수가 넓은 주파수 범위에서 크게 변화함을 알 수 있었다. 또한 이 동특성들의 변화량은 온도의 변화에는 민감하지 않아 실제 운용환경에서 사용하는데도 적합할 것으로 예상된다.

이 연구에서 사용한 방법은 항공기 날개에 얼음이 생성되었음을 감지하는데 단 두 개의 가속도센서만을 이용하므로 기존의 다른 결빙 감지방법들에 비해 사용이 매우 간편하고 운용/유지비용을 크게 감소시킬 수 있을 것으로 판단된다. 향후 실제 항공기 날개를 이용하여 이 연구에서 사용한 방법을 적용하고 검증하는 연구가 필요하다.

## References

- (1) Heinrich, A., 1993, Aircraft Icing Handbook, Department of Transportation Federal Aviation Administration, Atlantic City, New Jersey, USA, pp. 12~26.
- (2) Caliskan, F. and Hajiyev, C., 2013, A Review of In-flight Detection and Identification of Aircraft Icing and Reconfigurable Control, Progress in Aerospace Sciences, Vol. 60, pp. 12~34.
- (3) Jackson, D. G. and Goldberg, J. I., 2007, Ice Detection Systems: A Historical Perspective, SAE Technical Paper 2007-01-3325, doi: 10.4271/2007-01-3325.
- (4) Park, J., 2008, Identification of Damage in Beam Structures Using Flexural Wave Propagation Characteristics, Journal of Sound and Vibration, Vol. 318, No. 4-5, pp. 821~829.
- (5) Ahn, S., Jeon, E. B., Koh, H. I., Kim, H. S. and Park, J., 2016, Identification of Stiffness Distribution of

Fatigue Loaded Polymer Concrete Through Vibration Measurements, Composite Structures, Vol. 136, pp. 11~15.

(6) Park, J., 2005, Transfer Function Methods to Measure Dynamic Mechanical Properties of Complex Structures, Journal of Sound and Vibration, Vol. 288, No. 1-2, pp. 57~79.

(7) Inman, D. J., 2014, Engineering Vibration, 4th Ed., Pearson, Harlow Essex, England, p. 495.

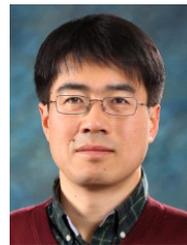
(8) Ministry of Defense, 2006, DEF STAN 00-35 Part 5, Issue 4, Chapter 7-01, pp. 124~125.

(9) Department of Defense, 2014, MIL-STD-810G w/change1, Method 514.7, pp. 514.7A-9, 514.7F-4.

(10) Sinha, N. K., Timco, G. W. and Frederking, R. M. W., 1987, Recent Advances in Ice Mechanics in Canada, Applied Mechanics Review, Vol. 40, No. 9, pp. 1214~1231.



**Inki Park** received B.S. degree from Korea Aviation University in 1997 and M.S. degree from Hanyang University in 2002. He is currently Ph.D. candidate in Graduate School of Hanyang University. His research interest is monitoring and diagnosis method for mechanical structure using vibration measurements.



**Junhong Park** received B.S. and M.S. degree from Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 1991 and 1993, respectively. He received Ph.D. degree from Purdue University in 2002. He is currently a professor of the Mechanical Engineering, Hanyang University. His research interests are signal processing, wave analysis, and noise control for improving acoustic comfort of automobiles, trains, and residential buildings.

# 국내 건축 수직배관의 내진성능 평가를 위한 주기하중조건 연구

## Study on Cyclic Loading Conditions for Seismic Performance Evaluation of Domestic Riser Pipe

장성진\* · 전법규† · 김성완\* · 함대기\*\*  
Sung-Jin Chang\*, Bub-Gyu Jeon†, Sung-Wan Kim\* and Dae-Gi Hahm\*\*

(Received November 16, 2018 ; Revised March 12, 2019 ; Accepted March 20, 2019)

**Key Words** : Cyclic Loading Condition(주기하중조건), Seismic Safety Evaluation(내진성능 평가), Riser Pipe(수직 배관)

### ABSTRACT

Since the deadly earthquake with a magnitude greater than 5.0 swept over the Korean peninsula, investigations on earthquakes have significantly increased. Numerous damage cases caused by non-structural components such as ceiling and finishing materials were reported. This has drawn significant attention to the seismic performance of these components. This paper demonstrates the methods to assess the seismic performance of non-structural components. Static loading tests were conducted to identify the performance of piping and changeability of amplitude. Non-structural components such as piping are installed inside the building. The response to structure serves as the applied load to piping. Therefore, this study produces the relative storey displacement response by structural analysis that changes to periodic loads with constant amplitude to assess the seismic performance. This study identified the seismic performance of piping by comparing the performance of piping produced via static load test to that of the periodic load with constant amplitude produced via structural analysis.

### 1. 서론

한반도의 지진관측은 1978년 시작으로 지금까지 진행되고 있으며, 지진관측 이후로 지진발생 횟수의 추이가 증가하고 있다. 또한 한반도에 많은 피해를 발생시킨 2016년 9월 경상북도 경주에 규모 5.8의 지진과 2017년 11월 경상북도 포항에 5.4의 지진으로 인하여 사회적으로 지진에 대한 안전문제에 관심이 크게 증

가하고 있다.

지진에 의한 인명피해 및 재산피해를 방지하기 위하여 건축법 시행령과 내진설계기준 공통적용사항과 같은 내진관련 기준이 강화되고 있다. 또한, 구조물과 비구조요소의 내진성능향상을 위한 연구<sup>(1)</sup>와 구조물에 설치되는 설비의 내진성능 향상을 위한 연구<sup>(2)</sup>가 활발히 진행 중이다. 그리고 배관의 내진성능을 확인하기 위하여 배관이 설치되는 두 지지점 사이의 상대변위를 고려한 연구<sup>(3,4)</sup>도 진행되고 있다.

† Corresponding Author ; Member, Seismic Research and Test Center, Korea Construction and Transport Engineering Development Collaboratory Management Institute (KOCED CMI)  
E-mail : bkjeon79@pusan.ac.kr

\* Member, Seismic Research and Test Center, Korea Construction and Transport Engineering Development Collaboratory Management Institute (KOCED CMI)

\*\* Korea Atomic Energy Research Institute

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference.

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

구조물의 내진성능을 평가하기 위하여 평가대상에 대한 수치해석을 수행하는 방법<sup>(5-7)</sup>, 내진시험을 수행하는 방법, 그리고 내진시험과 수치해석을 혼용하는 방법이 사용되고 있다. 시험으로 내진성능을 평가하는 경우 일반적으로 진동대 시험을 수행하고 있으나 국내에서 시험할 수 있는 설비가 많지 않고 경제성이 떨어지므로 UTM(universal testing machine)을 이용하여 동일한 지진에 대한 시험이 가능하다면 경제성과 접근성이 좋을 것으로 판단된다.

이 논문에서는 UTM을 이용한 내진성능 확인을 위하여 배관의 정적재하시험을 수행하였다. 진폭에 따른 배관의 파괴시점을 확인하기 위하여 다양한 진폭으로 시험을 수행하였다. 다른 진폭의 정적재하시험 결과로부터 진폭을 동일하게 변경할 경우 하중반복 횟수의 비교를 통하여 진폭의 변경 가능성을 확인하였다.

건물과 같은 구조물은 지반에 설치되므로 지반최대 가속도를 이용하여 내진성능을 확인하며, 비구조요소는 구조물의 내부에 설치되므로 구조물의 층응답을 이용하여 내진성능을 확인하게 된다. 따라서 이 논문에서는 수치해석을 통하여 다양한 건물의 층간 변위응답을 산출하였으며, 도출한 층간 변위응답이 비구조요소에 입력되는 지진하중이므로 층간 변위응답을 동일한 진폭의 반복하중으로 변경하였다.

지진에 의한 시설물의 안전성을 판단하기 위하여 안

전율(safety factor)의 정의가 필요하다. 안전율은 결정론적 방법과 재료 및 외부하중 등의 불확실성을 고려한 확률론적 평가가 있다<sup>(8)</sup>. 이 논문에서는 결정론적 방법인 정적재하시험으로 도출한 배관의 파괴시점과 비구조요소가 설치되는 구조물의 층간 변위응답으로 도출한 반복하중으로부터 배관의 내진성능을 평가하였다. 배관의 내진성능 평가 방법을 플로우차트로 나타내면 Fig. 1과 같다.

## 2. 배관 반복 가력 시험

### 2.1 시험개요

지진하중을 반복하중으로 변경하여 적용하기 앞서 하중 변경의 가능성을 확인하기 위하여 정적재하시험을 수행하였다. 시험에 사용한 정적하중의 진폭을 다른 진폭으로 변경하였을 때 변경한 진폭에서 파괴가 발생하는 하중의 횟수와 같은 크기의 진폭으로 수행한 정적재하시험 결과의 오차율을 확인하였다.

Table 1과 같이 elbow 요소에 대하여 다양한 진폭으로 정적재하시험을 수행하였다. 정적재하시험의 경우 충분한 비선형 거동이 나타나는 ±20 mm ~ ±100 mm의 진폭에 대해서 시험을 수행하였으며, 배관의 현장 설치상황과 동일한 조건으로 시험을 수행하기 위하여 3 MPa의 내압을 가압하여 시험을 수행하였다.

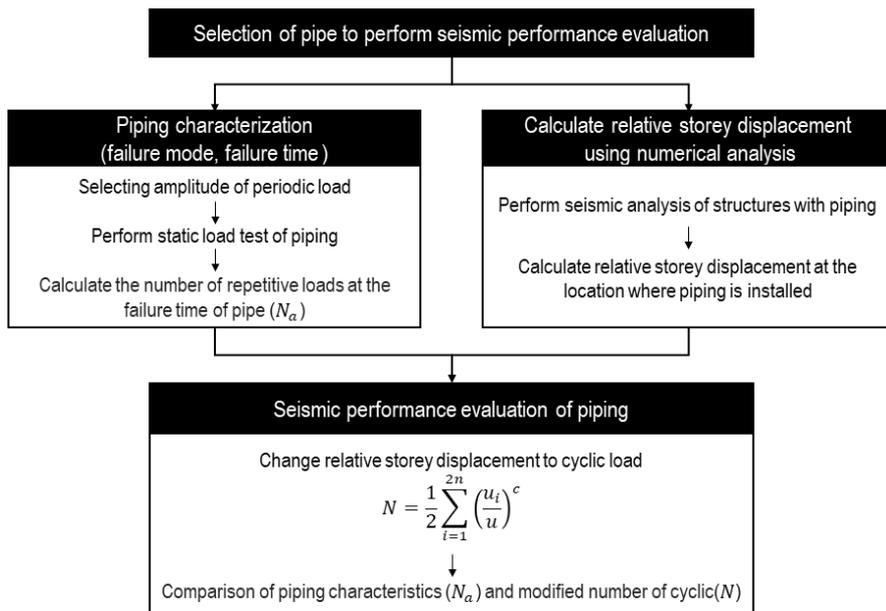
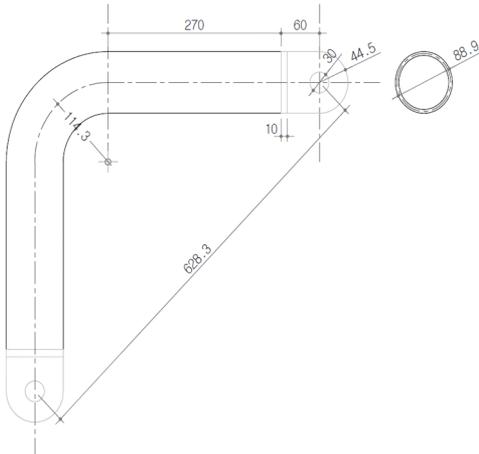


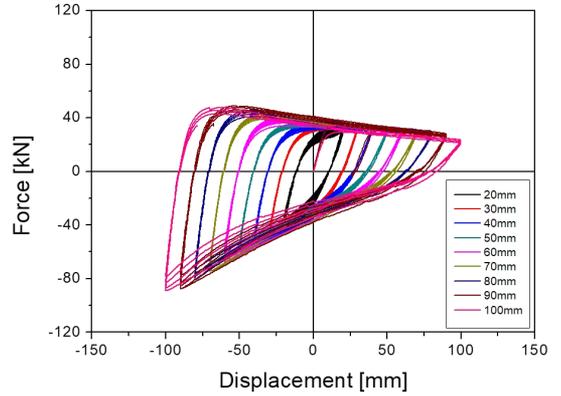
Fig. 1 Flowchart

**Table 1** Tested specimen specification

Amplitude	±20 mm	±30 mm	±40 mm	±50 mm	±60 mm	±70 mm	±80 mm	±90 mm	±100 mm
Mode	Cyclic mode	Cyclic mode	Cyclic mode	Cyclic mode	Cyclic mode	Cyclic mode	Cyclic mode	Cyclic mode	Cyclic mode
Internal pressure(MPa)	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Ultimate state	Leakage								



**Fig. 2** The elbow specimen cross sectional



**Fig. 3** Force-displacement relationship

ASME B36.10<sup>(9)</sup>과 ASME B16.9<sup>(10)</sup>에서 제시한 SA-106 재질의 3in Sch. 40 규격의 배관을 이용하였으며, Fig. 2는 시험에 사용한 배관의 단면형상 및 치수이다. 배관의 정적재하시험은 부산대학교 지진방재연구센터의 Dynamic UTM을 이용하였다.

**2.2 시험 결과**

이 논문에서는 파괴모드를 관통균열이 발생하여 내부의 있는 물이 누출되는 것으로 정의하였으며, 관통균열 시점의 확인을 위하여 관통균열이 발생할 때까지 정적재하시험을 수행하였다.

시험 수행 결과 Fig. 3과 같은 하중-변위 곡선을 도출하였으며, Table 2와 같은 반복하중 작용 시 Fig. 4와 같은 관통균열이 발생하였다. 진폭이 커질수록 반복하중 횟수가 크게 줄어드는 것을 Table 2에서 확인할 수 있다. 따라서 배관은 진폭이 큰 하중(지진)에 취약한 것으로 판단된다.

**2.3 진폭 변화에 따른 가력하중 횟수 조정**

배관에 입력되는 지진하중은 불규칙한 형태의 하중이므로 진폭이 동일한 주기하중으로 변경이 가능하

**Table 2** Leakage cycle

Mode	Amplitude	Leakage Nth cycle	Avg. leakage cycle
Cyclic mode	±20 mm	82, 108, 110, 87, 76, 98	93.5
Cyclic mode	±30 mm	45, 46, 29, 29, 38	37.4
Cyclic mode	±40 mm	17, 18, 18, 14, 15	16.4
Cyclic mode	±50 mm	11, 10, 11, 9, 12	10.6
Cyclic mode	±60 mm	6, 6, 8, 8, 8, 8	7.3
Cyclic mode	±70 mm	4, 5, 5, 4, 6	4.8
Cyclic mode	±80 mm	5, 4, 4, 5, 4, 4, 5	4.3
Cyclic mode	±90 mm	4, 4, 4, 4, 4	4.0
Cyclic mode	±100 mm	4, 3, 4, 4, 3	3.6



**Fig. 4** Leakage location

다면 구조물의 정적실험을 통하여 배관의 내진성능의 확인이 가능할 것으로 판단된다. 식 (1)은 지진하중과 같은 불규칙한 하중을 같은 진폭의 하중으로 변경하는 방법이다. 여기서,  $u$ 는 변경할 진폭의 크기이며,  $N$ 은 변경 후(after) 진폭의 크기로 가력한 반복하중 횟수이고,  $u_i$ 는 변경 전(before) 하중의  $i$ 번째 반주기의 변형 진폭이다. 또한  $n$ 은 반주기 횟수이며, 강철 샘플에서 수행된 시험에서 상수  $c$ 는 2로 정의하였다<sup>(11)</sup>.

$$N = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{2n} \left( \frac{u_i}{u} \right)^c \quad (1)$$

정적재하시험의 진폭을 변경하여 배관의 관통균열이 발생한 시점까지의 하중반복 횟수를 산정한 결과 Table 3과 같은 결과를 도출하였다. 정적재하시험을 수행한 결과를 이용하여 진폭을 변경하였으며, 정적재하시험 결과와 진폭을 변경한 결과를 비교하기 위하여 진폭의 변화를 정적재하시험과 동일하게  $\pm 20$  mm

$\sim \pm 100$  mm로 하였다.

시험으로 확인한 배관에 관통균열이 발생하는 시점까지의 하중반복 횟수와 진폭을 변경한 하중반복 횟수의 평균 오차율은 13.8%로 확인되어 하나의 진폭으로 시험을 수행한 결과를 다른 진폭으로 변경하는 것이 가능할 것으로 판단된다.

### 3. 건물의 지진해석

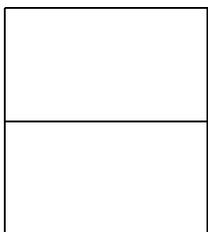
#### 3.1 해석 모델

이 논문에서는 구조해석 프로그램 중 OpenSees를 이용하여 철골모멘트골조의 구조해석을 수행하였다. 건물의 층간 높이는 4 m이며, 건물의 높이는 2층, 5층, 10층, 그리고 20층에 대하여 구조해석을 수행하였다. 모델링은 해석결과의 일반화를 위하여 Fig. 5와 같이 라멘구조로 모델링하였다.

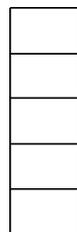
각층에 동일한 질량을 적용하였으며, 강성은 층강

Table 3 Leakage Nth cycle

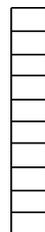
Before	After								
	$\pm 20$ mm	$\pm 30$ mm	$\pm 40$ mm	$\pm 50$ mm	$\pm 60$ mm	$\pm 70$ mm	$\pm 80$ mm	$\pm 90$ mm	$\pm 100$ mm
$\pm 20$ mm	93.5	41.6	23.4	15.0	10.4	7.6	5.8	4.6	3.7
$\pm 30$ mm	84.2	37.4	21.0	13.5	9.4	6.9	5.3	4.2	3.4
$\pm 40$ mm	65.6	29.2	16.4	10.5	7.3	5.4	4.1	3.2	2.6
$\pm 50$ mm	65.0	28.9	16.3	10.4	7.2	5.3	4.1	3.2	2.6
$\pm 60$ mm	65.7	29.2	16.4	10.5	7.3	5.4	4.1	3.2	2.6
$\pm 70$ mm	58.8	26.1	14.7	9.4	6.5	4.8	3.7	2.9	2.4
$\pm 80$ mm	68.8	30.6	17.2	11.0	7.6	5.6	4.3	3.4	2.8
$\pm 90$ mm	81.0	36.0	20.3	13.0	9.0	6.6	5.1	4.0	3.2
$\pm 100$ mm	90.0	40.0	22.5	14.4	10.0	7.3	5.6	4.4	3.6
Average	74.7	33.2	18.7	12.0	8.3	6.1	4.7	3.7	3.0
Test leakage cycle	93.5	37.4	16.4	10.6	7.3	4.8	4.3	4.0	3.6
Error rate	20.1 %	11.2 %	13.9 %	12.8 %	13.2 %	27.1 %	7.8 %	7.7 %	17.0 %



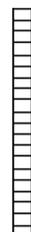
(a) 2-story building



(b) 5-story building



(c) 10-story building



(d) 20-story building

Fig. 5 Analytical model

성비를 고려하여 각 층에 따라 다르게 적용하였다. 구조물의 고유진동수는 Table 4와 같이 도출하였으며, 20층 건물의 모드형상은 Fig. 6과 같다.

구조물의 감쇠는 레일리댐핑 5%로 적용하였으며, 해석 간격은 1/512초로 설정하여 해석을 수행하였다.

### 3.2 지진하중

지반응답스펙트럼은 KSD 41의 설계스펙트럼가속도를 도출하는 방법을 이용하였다. 입력하중의 보수성을 확보하기 위하여 단주기 지반증폭계수( $F_a$ )는 1.7을 적용하였으며, 1초주기 지반증폭계수( $F_v$ )는 2.4를 적용하였다. 지진구역계수( $S$ )는 0.22 g를 적용하였으며, 설계스펙트럼가속도는 Fig. 7과 같다.

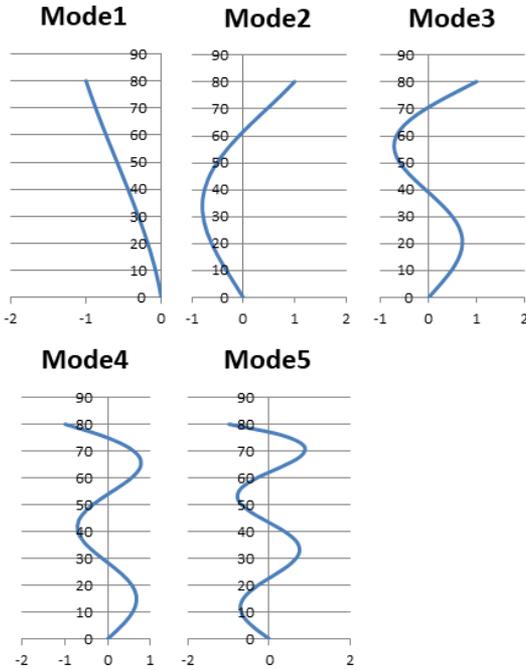
**Table 4** Natural frequency of the analytical model

Mode	Number of stories			
	2 [Hz]	5 [Hz]	10 [Hz]	20 [Hz]
1	2.13	0.94	0.45	0.18
2	5.56	2.73	1.33	0.57
3	-	4.39	2.32	1.02
4	-	5.65	3.19	1.42
5	-	6.47	3.99	1.81

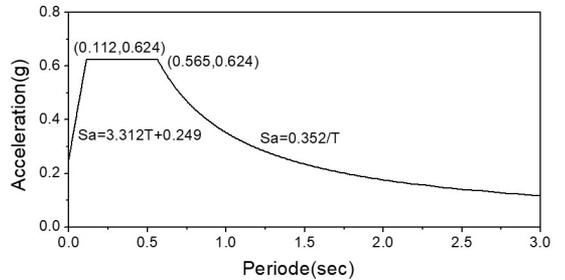
시간이력해석을 수행하기 위하여 지진파는 1/48 octave 이하의 주파수 간격을 적용하였고, 입력시간은 30초이며, 20초의 강진지속구간을 포함하도록 Fig. 8과 같은 지진파를 생성하였다.

### 3.3 해석결과

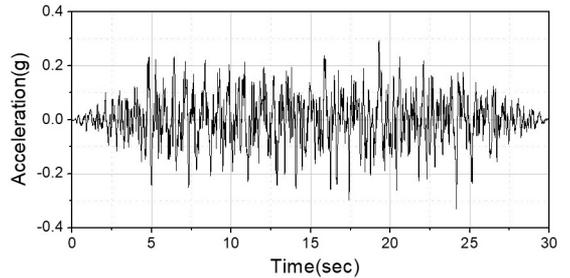
시간이력 해석을 통하여 각층에서 발생하는 변위 응답을 도출하였다. 각층에서 발생하는 상대변위의 최대값은 Fig. 9와 같으며, 5층 이하의 건물에서는 층이 높아질수록 최대 상대변위가 작으나, 건물의 높이가 높으면 최대 상대변위가 크게 발생함을 확인할 수 있다. 20층 건물의 5층, 10층, 15층, 그리고 20층의 상대변위 응답은 Fig. 10과 같다. Fig. 10에서 확인할 수 있듯이 고층의 20층에서의 상대변위가 가장 크게 발생하였다.



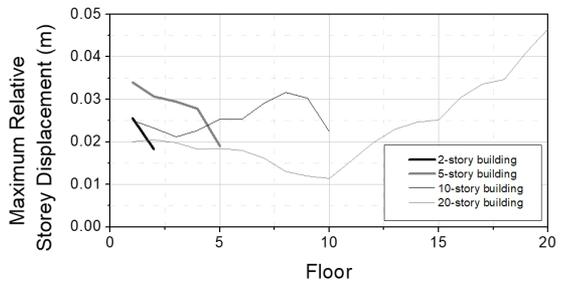
**Fig. 6** Model shapes



**Fig. 7** Design spectrum acceleration



**Fig. 8** Seismic load



**Fig. 9** Maximum relative displacement of each floor

### 4. 배관의 내진성능평가

#### 4.1 내진성능평가 대상

내진성능평가 대상 배관은 Fig. 1의 배관이며, 모든 층에 내진성능평가 대상 배관이 설치된다고 가정하였다. 층과 층 사이에 발생하는 상대변위는 대상 배관에

100 % 작용하는 것으로 가정하였다. 따라서 4종류의 구조물에서 발생하는 모든 층의 상대변위에 대하여 내진성능평가를 수행하였다.

#### 4.2 지진하중을 반복하중으로 변경

지반에서 발생한 지진하중이 구조물을 통하여 비구조요소로 전달된다. 따라서 비구조요소에 작용하는 지진하중은 비구조요소가 설치된 위치의 구조물 응답이다. 그러므로 비구조요소의 성능 확인을 위한 내진 시험은 구조해석을 통하여 도출한 변위응답을 활용하여 입력하중을 도출하였다. 정적재하시험에서 지진하중과 동일한 하중을 입력할 수 있도록 해석을 통하여 도출한 상대변위응답을 일정한 진폭의 반복하중으로 변경하였다.

구조물의 수치해석 결과를 정적재하시험을 위한 반복하중으로 변경할 경우 Table 5와 같은 결과를 도출할 수 있다. 상대변위응답은  $\pm 30$  mm,  $\pm 50$  mm,  $\pm 70$  mm,  $\pm 90$  mm 진폭의 반복하중으로 변경하였다.

#### 4.3 배관의 내진성능 평가

배관의 정적재하시험 결과 Table 3에서 확인할 수 있듯이 70 mm 진폭의 정적재하시험에서 가장 보수적인 결과가 도출되었다. 따라서 내진성능의 보수성 확

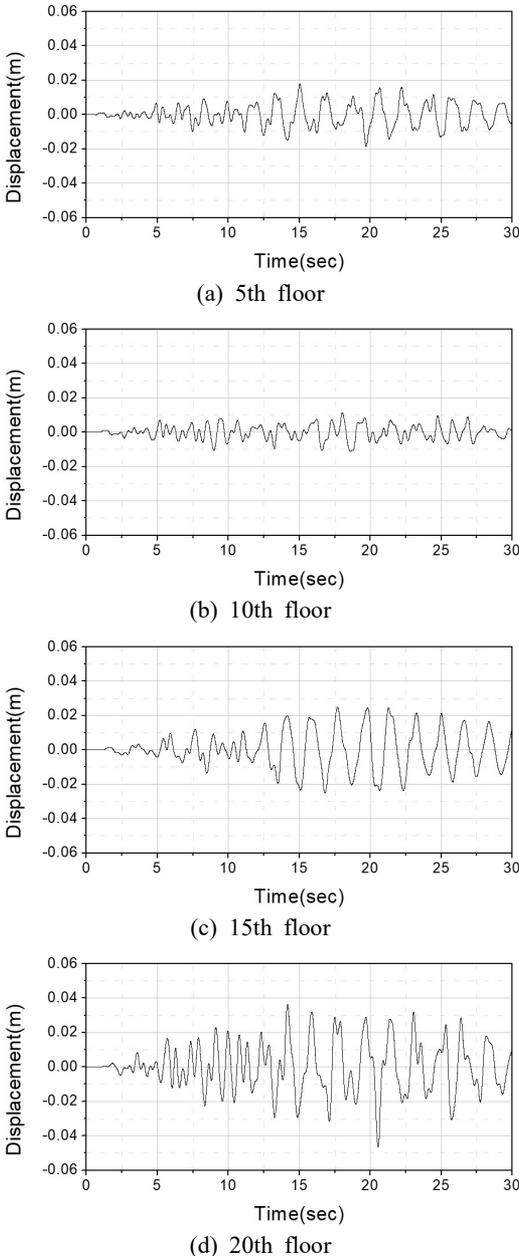


Fig. 10 Relative displacement response

Table 5 Changed earthquake load to static load test amplitude (2-story building)

Floor	Number of cycles			
	$\pm 30$ mm	$\pm 50$ mm	$\pm 70$ mm	$\pm 90$ mm
1	14.6	5.3	2.7	1.7
2	6.3	2.3	1.2	0.8
Max.	14.6	5.3	2.7	1.7

Table 6 Changed earthquake load to static load test amplitude (5-story building)

Floor	Number of cycles			
	$\pm 30$ mm	$\pm 50$ mm	$\pm 70$ mm	$\pm 90$ mm
1	14.3	5.2	2.7	1.6
2	10.8	3.9	2.0	1.3
3	9.9	3.6	1.9	1.2
4	9.0	3.3	1.7	1.1
5	4.5	1.7	0.9	0.5
Max.	14.3	5.2	2.7	1.6

**Table 7** Changed earthquake load to static load test amplitude (10-story building)

Floor	Number of cycles			
	±30 mm	±50 mm	±70 mm	±90 mm
1	5.7	2.1	1.1	0.7
2	4.7	1.7	0.9	0.6
3	4.2	1.6	0.8	0.5
4	4.1	1.5	0.8	0.5
5	4.1	1.5	0.8	0.5
6	4.9	1.8	1.0	0.6
7	5.9	2.1	1.1	0.7
8	6.9	2.5	1.3	0.8
9	6.1	2.2	1.2	0.7
10	3.8	1.4	0.7	0.5
Max.	6.9	2.5	1.3	0.8

**Table 8** Changed earthquake load to static load test amplitude (20-story building)

Floor	Number of cycles			
	±30 mm	±50 mm	±70 mm	±90 mm
1	6.0	2.2	1.2	0.7
2	4.5	1.7	0.9	0.6
3	3.9	1.4	0.8	0.5
4	3.7	1.4	0.7	0.5
5	3.3	1.2	0.7	0.4
6	2.6	1.0	0.5	0.3
7	1.9	0.7	0.4	0.3
8	1.3	0.5	0.3	0.2
9	1.2	0.5	0.3	0.2
10	1.5	0.6	0.3	0.2
11	1.9	0.7	0.4	0.3
12	2.9	1.1	0.6	0.4
13	3.7	1.4	0.7	0.5
14	4.5	1.7	0.9	0.5
15	5.9	2.2	1.1	0.7
16	7.0	2.6	1.3	0.8
17	7.0	2.6	1.3	0.8
18	8.3	3.1	1.6	1.0
19	9.8	3.6	1.8	1.1
20	13.6	4.9	2.5	1.6
Max.	13.6	4.9	2.5	1.6

보를 위하여 70 mm 진폭의 정적재하시험 결과를 파괴 기준으로 하였다. 70 mm 진폭의 정적재하시험으로 진폭을 변경한 반복하중 횟수는 Table 3에서 확인할 수 있듯이 ±30 mm는 26.1회, ±50 mm는 9.4회, ±70 mm는

**Table 9** Safety factor

Story	Number of cycles			
	±30 mm	±50 mm	±70 mm	±90 mm
2	0.56	0.56	0.56	0.59
5	0.55	0.55	0.56	0.55
10	0.26	0.27	0.27	0.28

4.8회, ±90 mm는 2.9회이다.

안전성을 판단하는 기준으로 부재의 성능과 외력에 의한 응답과의 비를 통한 결정론적 방법의 안전율을 사용하였다. 해석으로 도출한 상대변위응답을 일정한 진폭의 하중으로 변경한 반복하중 횟수를 정적재하시험으로 도출한 파괴시점의 반복하중 횟수로 나눈 값이 안전율이며, 안전율은 Table 9와 같이 도출할 수 있다. Table 9에서 확인할 수 있듯이 최대 안전율이 0.59이므로 Fig. 6의 지진 발생 후에도 배관의 관통균열로 인한 2차 피해가 발생하지 않을 것으로 판단된다.

**5. 결 론**

이 논문에서는 구조물의 내진성능이 아닌 비구조요소의 내진성능 평가 방법에 대하여 기술하였다. 비구조요소의 내진성능 평가방법은 해석을 이용하는 방법, 시험으로 평가하는 방법 그리고 해석과 시험을 같이 수행하는 방법이 있다. 이 논문에서는 해석과 시험을 조합하여 내진성능을 판단하는 방법을 사용하였다.

배관의 성능 확인 및 진폭의 변경가능성을 판단하기 위하여 정적재하시험을 수행하였다. 정적재하시험의 결과로부터 진폭을 변경하였을 때의 반복하중 횟수와 같은 진폭으로 시험하여 도출한 반복하중 횟수의 평균 오차율이 13.8%가 발생하므로 진폭의 변경이 가능할 것으로 판단되었다.

2층, 5층 10층, 20층 건물에 대한 수치해석을 수행하였으며, 입력하중은 KDS 기준에 따라 설정하였다. 해석을 통하여 구조물 각층의 층간 변위를 도출하였으며, 도출한 층간 변위를 일정한 진폭의 반복하중으로 변경하여 배관의 내진성능에 대한 안전율이 0.59 이하임을 확인하였다.

정적재하시험과 수치해석을 통하여 내진성능의 평가 가능성을 확인하였으며, 비구조요소가 설치되는 층에 발생하는 층간 변위응답을 알고 있다면 정적재하시험만으로 내진성능의 평가가 가능할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 에너지기술평가원이 주관하는 “원전 지진리스크 평가를 위한 배관 비선형 해석 모듈 개발 (20151500000040)” 과제의 지원을 받아 수행되었습니다.

## References

- (1) Lee, H. H. and Kim, S. I., 2010, Metallic Damper Shape and Cyclic Behavior for the Seismic Capacity Improvement of Building Structures, Journal of the Korea Institute for Structural Maintenance and Inspection, Vol. 14, No. 3, pp. 123~130.
- (2) Jeon, B. G., Chang S. J. and Kim, N. S., 2011, Seismic Performance Evaluation of Cone-type Friction Pendulum Bearing System Using Shaking Table Test, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 7, pp. 599~608.
- (3) Hahm, D. G., Park, J. H. and Choi, I. K., 2014, Seismic Performance Evaluation of Piping System Crossing the Isolation Interface in Seismically Isolated NPP, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 18, No. 3, pp. 141~150.
- (4) Cheung, J. H., Gae, M. S., Seo, Y. D., Choi, H. S. and Kim, M. K., 2013, Seismic Capacity Test of Nuclear Piping System Using Multi-platform Shake Table, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 17, No. 1, pp. 21~31.
- (5) Song, H. S., 2002, A Study on the Nonlinear Analysis Method for Evaluation of Seismic Performance of Structure, Korea Telecom Technical Review, Vol. 3, No. 1, pp. 59~68.
- (6) Lee, H. R., 2015, Estimation of Seismic Performance of a Reinforced Concrete Structure Using Performance Based Design Method, Journal of the Regional Association of Architectural Institute of Korea, Vol. 17, No. 5, pp.

79~85.

- (7) Park, J. N. and Choi, E. S., 2007, Fragility Analysis for Evaluation and Comparison of Seismic Performance of Building Structures, Journal of the Earthquake Engineering Society of Korea, Vol. 11, No. 3, pp. 11~21.
- (8) Sorensen, J. D., Kroon, I. B. and Faber, M. H., 1994, Optimal Reliability-based Code Calibration, Struc. Safety, Vol. 15, No. 3, pp. 197~208.
- (9) ASME B36.10M, 2004, Welded and Seamless Wrought Steel Pipe, The American Society of Mechanical Engineers.
- (10) ASME B16.9, 2001, Ractory-made Wrought Butt welding Fittings, The American Society of Mechanical Engineers.
- (11) Malhotra, P. K., Senseny, P., Braga, A. and Allard, R., 2003, Testing Sprinkler-pipe Seismic-brace Components, Earthquake Spectra, Vol. 19, No. 1, pp. 87~109.



**Sung-Jin Chang** received Ph.D. degree in Civil Engineering from Pusan National University with the topic related with B-WIM(bridge weigh in motion) System using reaction force signals of support bearings. He is currently the research associate in seismic research and test center.



**Bub-Gyu Jeon** received his Ph.D. degree from Pusan National University with the topic related with seismic fragility evaluation of base isolated nuclear power plant piping system. He is currently the technical laboratory manager in Seismic Simulation Test Center. His research interests include seismic evaluation of nonstructural elements and seismic behavior of internal pressured piping system.

# 기어 이 파손 정도에 따른 진동신호의 특징기반 경향 감시

## Feature-based Trend Monitoring of Vibration Signals According to Severity of Gear Tooth Breakage

정 덕 영\* · 안 병 현\* · 박 동 희\* · 김 현 중\* · 최 병 근†  
Deok-Yeong Cheong\*, Byung-Hyeon Ahn\*, Dong-Hee Park\*,  
Hyeon-Jung Kim\* and Byeong-Keun Choi†

(Received November 16, 2018 ; Revised January 18, 2019 ; Accepted February 11, 2019)

**Key Words** : Gear Tooth Breakage(기어 이 파손), Machine Learning(기계학습), Trend Monitoring(경향 감시), Feature Based(특징기반)

### ABSTRACT

Gear systems are widely used in various industries. However, they fail due to different reasons such as poor manufacturing and assembly processes. Currently, preventive maintenance (PM) is periodically performed to ensure that a gearbox system is safely operating. However, unnecessary PM results in defects and maintenance cost. Therefore, a method to diagnose defects is developed using the features of machine learning. In this paper, lab-scaled gearbox is used as the experimental model, which can be simulated in four stages: normal and 10 %, 20 %, and 30 % of tooth breakage. The calculated features were selected using the genetic algorithm. Three features were used to diagnose the limitations of the gear system. Consequently, the severity of tooth breakage of the gearbox was classified for four stages by the three selected features. In addition, the increasing or decreasing trend of the value of features was identified according to the severity of the defect.

### 1. 서 론

기어는 강력한 동력전달 수단으로 정확한 속도 비를 가지고 효과적인 증속 및 증감을 수행하기 때문에 다양한 산업분야에 전반적으로 많이 사용되고 있다. 기어의 경우 과 부하에 의한 기어 절단, 장시간 사용에 의한 기어 이의 마모, 기어 접촉 시 발생하는 열에 의한 변형 또는 제작 및 가공과정에서의 불량 등 다양한 원인으로 고장이 발생한다. 이는 기어의 동력손실과 결

함의 진전을 야기하고 더 나아가 설비의 고장을 발생시키며, 막대한 유지보수비용 및 사용자의 안전까지 위협하는 요소가 된다<sup>(1)</sup>.

현재는 기어와 같은 회전체 결함진단을 위해 가동 시간 등을 기준으로 정비 계획을 세워 정기적으로 정비하는 예방정비(preventive maintenance; PM)나 설비의 고장 발생 후 정비하는 사후정비에 의존된 정비가 수행되고 있다. 이러한 정비방법은 과잉 정비와 같이 불필요한 정비에 의해 이전에 없던 문제가 발생할 수 있고, 갑작스러운 고장에 의한 대처가 힘들다. 또한 종래

† Corresponding Author ; Member, Department of Energy Mechanical Engineering of Marine Industry, Gyeongsang National University  
E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr

\* Department of Energy Mechanical Engineering, Gyeongsang University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference.

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

의 기술들은 설비의 안정적인 운영을 위해 진동 trend monitoring만 이루어지고 있다. 때문에 설비의 이상 발생 시점을 예측하기 어렵고, 이상 발생 시 전문가의 상세한 분석이 필요하다.

최근에는 언제, 어디서, 어떻게 사고가 발생할지 미리 예측하고 사고 발생 전에 이를 대응할 수 있게 하는 예지정비<sup>(2)</sup> 수행을 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 그 중 4차 산업기술 machine learning<sup>(3,4)</sup>의 한 방법인 유전알고리즘(genetic algorithm)을 이용한 특징 파라미터(feature parameter)<sup>(5)</sup>를 통해 결함진단을 실시한 연구<sup>(6-8)</sup>가 진행 중이다.

이 논문은 앞서 설명한 예지정비의 수행을 위하여 lab scale 기어박스를 대상으로 기어 이 파손 정도를 모사하여 실험을 진행했다. 또한 실험 모델인 기어박스에 대한 건전성 지표(health index)가 되는 특징값을 GA를 활용한 특징선택 과정을 통해 최적의 특징을 선별하였다. 선별된 특징을 대상으로 경향분석을 실시함으로써 건전성 지표 개발을 위한 기초연구를 수행하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험 모델

데이터 취득 장비로는 PULSE3560C(B&K)와 가속도센서(B&K4371)를 사용하였으며, Table 1은 진동 신호를 취득하기 위하여 사용된 장비의 상세 사양 정보를 나타낸다. Fig. 1은 실험을 위해 제작된 lab-scale 기어박스이며, 모터, 커플링, 축(구동 및 피구동), 구름요소 베어링, 기어(gear 및 pinion)로 구성되어 있으며, 신호 취득을 위해 구동축과 피 구동축의 non-drive-End 부 베어링 하우징에 수직으로 가속도센서를 부착하여 데이터를 취득하였다. Fig. 2는 기어박스 내부를 나타내었으며, 실험 모델인 lab-scale 기어박스는 2개의 평기어로 구성되어 있고, 구동축 기어(pinion)는 이수가 25

개이고 구동축에 의해 회전하는 피 구동축 기어의 이수는 38개로 구성되어 있다.

### 2.2 실험 방법

Table 2는 실험조건을 표로 나타낸 것이며, 기어 이 파손 정도를 표현하였다. 먼저, 정상상태인 0%의 기어 이 높이(9 mm)를 기준으로 높이의 10%인 0.9 mm씩 차이를 두어 기어 이 파손을 정도별로 모사하였으며, 그때 기어 작용 높이(working depth)와 피 구동축기어(gear)의 맞물림 면적을 기입하였다. 기어는 맞물리는 위치와 면적에 따른 접촉응력<sup>(9)</sup>과 표면 마찰력<sup>(10)</sup>의 차이가 발생하고, 그로 인한 동력손실의 차이가 나타나기

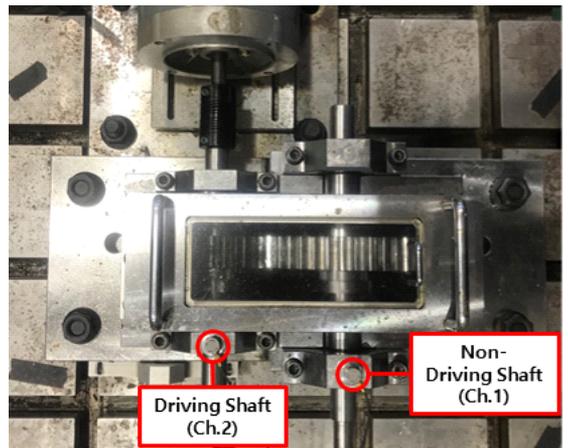


Fig. 1 The measurement of experiment system

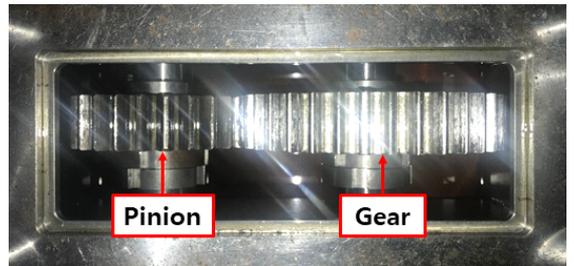


Fig. 2 The gearbox inside

Table 1 Properties of data acquired system

Type	Properties
Pulse 3560C (B&K)	4/2-ch input/output module Operating freq. rang: 0 ~ 25.6 Hz Direct/CCLD/MIC. preamp 1 tacho conditioning
Accelerometer (B&K 4371)	Operating freq. rang: 1 ~ 25.6 kHz Operating temp. -50 °C ~ 121 °C Sensitivity: 9.84 pC/g

Table 2 Properties of data acquired system

Case	Type	Working depth	Area of gear mesh
1	Normal	9 mm	246 mm <sup>2</sup>
2	Tooth breakage (10%)	8.1 mm	225.3 mm <sup>2</sup>
3	Tooth breakage (20%)	7.2 mm	210 mm <sup>2</sup>
4	Tooth breakage (30%)	6.3 mm	198 mm <sup>2</sup>

때문에 기어 작용 높이와 맞물림 면적에 대한 정보를 기재하였다.

Fig. 3은 기어 이 파손을 모사하기 위해 피 구동축 기어(gear)의 이빨 상단 부를 와이어 커팅하여 이빨결함 상태를 모사한 사진이며, 이는 취성과피 형태로 기어 자체의 결함 중 가장 심각한 단계이며, 대표적인 기어 결함인 이 파손(tooth breakage)을 모사하였다<sup>(11)</sup>. 구동축 기어(pinion)는 정상상태를 유지하였다.

진동 데이터 취득 시간은 각 case당 10분씩 취득하였으며, 실험 구동속도는 300 r/min으로 선정하였다.

### 3. FFT Spectrum

Table 3은 FFT spectrum으로 확인한 overall value와 GMF 성분의 진폭을 나타낸 표이며, Fig. 4는 normal 상태와 breakage 30%의 FFT spectrum이다. Table 3과 Fig. 4를 확인해보면 overall value 및 운전성분(1X, 3X)의 진폭 값의 차이는 확연하게 나타난다. 하지만 GMF성분의 경우 모든 case에서 1 um/s이하의 크기로 값이 아주 미세하게 확인된다. 이는 실험모델인 기어박스의 구동속도가 저속이기 때문에 충격과의 영향이 적게 나타난 것으로 판단된다<sup>(12)</sup>. 이러한 미세한 GMF성

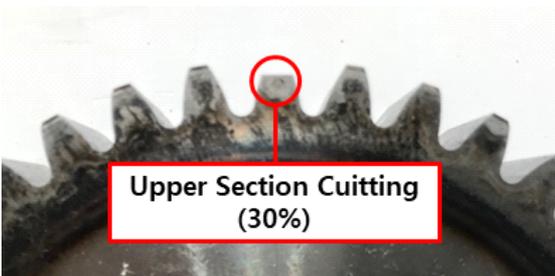
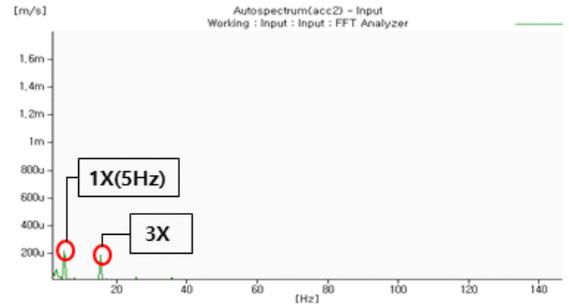


Fig. 3 The tooth breakage of gear fault

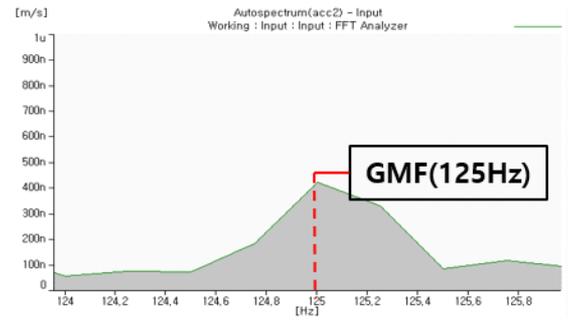
Table 3 Overall value and GMF

Case	Overall value		GMF	
	Ch.1	Ch.2	Ch.1	Ch.2
1 (normal)	130 um/s	297 um/s	145 nm/s	454 nm/s
2 (breakage 10%)	556 um/s	1.37 mm/s	184 nm/s	378 nm/s
3 (breakage 20%)	612 um/s	1.48 mm/s	175 nm/s	681 nm/s
4 (breakage 30%)	578 um/s	1.89 mm/s	343 nm/s	834 nm/s

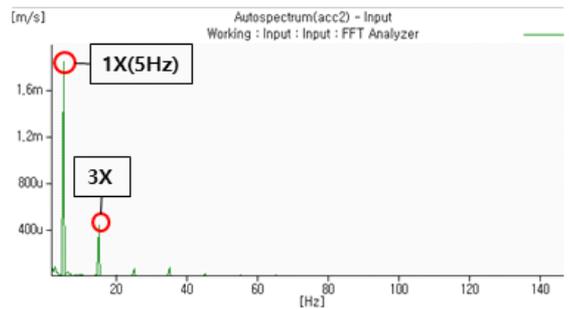
분과 운전성분의 차이만을 통해 결함의 진전도 평가 및 예측에는 기존 분석법으로는 한계가 있다고 판단된다.



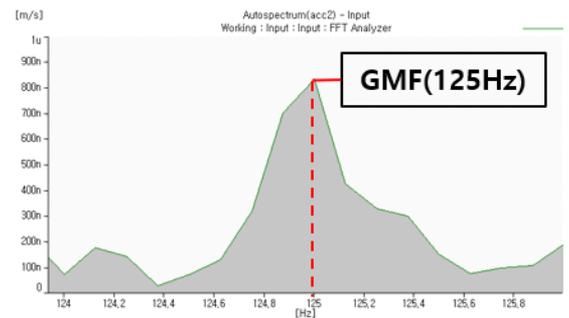
(a) Normal state



(b) Normal state GMF 1X



(c) Tooth breakage 30%



(d) Tooth breakage 30% GMF 1X

Fig. 4 FFT spectrum

### 4. Machine Learning

기어의 결함 검출을 위해 실제 물리량을 포함한 특징 값을 이용하여 각 실험조건에 대한 특징기반(feature based) 분류를 실시하였다. 실험을 통해 취득한 데이터를 time domain 특징 16가지, entropy domain 특징 4가지, frequency domain 특징 16가지와 추가로 기어의 상태분석에 효과적인 cepstrum domain 특징<sup>(13)</sup> 14가지 등 총 50가지 특징을 사용하여 특징기반 분류를 수행하였다.

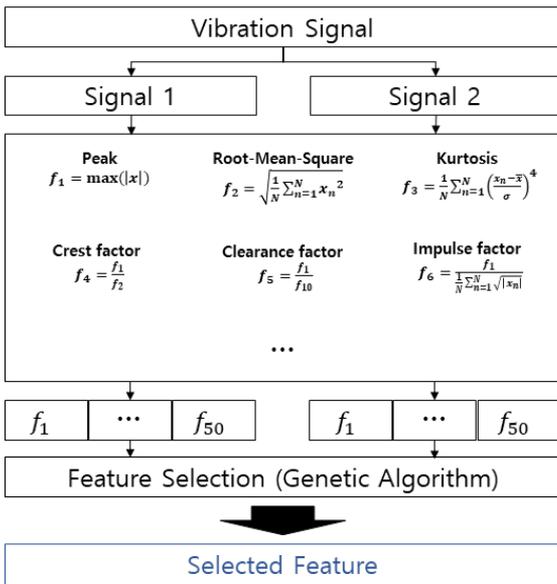


Fig. 5 Features selection method

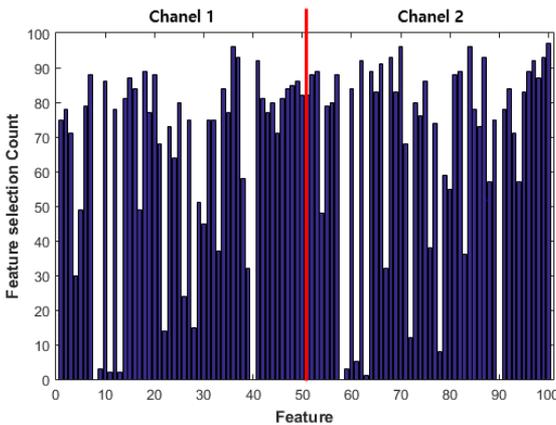


Fig. 6 The histogram of feature selection

Fig. 5는 취득된 신호에서 추출한 50가지 특징에 대한 유전알고리즘(GA)기반 특징선택<sup>(14)</sup>과정을 나타내었으며, 데이터는 각 신호의 샘플 개체의 밀집도와 개체 간의 평균 거리를 목적함수로 설정하여 개체 간 거리가 높은 특징을 선택하였다. 2개의 센서에서 각각 추출된 특징 50가지, 총 100가지 특징 중 GA기반 특징 선택 과정에서 선택빈도가 높은 3가지 특징을 선별하기 위해 분류기는 기계학습 알고리즘 중 하나인 support vector machine(SVM)<sup>(15)</sup>을 사용하였으며, 이를 통해 분류 성능을 평가하였다.

Fig. 6은 취득된 진동신호에 관한 데이터로 GA를 이용하여 특징 선택 결과를 나타낸 histogram으로 X축은 100가지 특징을 나타내고, Y축은 GA기반 특징선택 빈도를 나타낸다.

### 5. 결 과

Fig. 7은 GA기반 특징선택 빈도가 높았던 특징 3가지를 분석한 그래프이며, Table 4는 각 특징의 평균값을 나타내었다. Table 4의 특징 값의 단위는 특징추출 단계에서 특징 값 차이가 각 특징의 단위에 따라 상이하기 때문에 각 특징의 단위를 무차원화(정규화)하여 특징 선택의 변별성을 높였다. 각 특징 평균값이 결함의 진전에 따라 증가하거나 감소하는 경향을 가지는 것을 확인할 수 있다. 여기서 특징명칭 앞의 C는 cepstrum domain의 특징을 나타낸 것이다. (a)와 (b)의 경우는 클래스의 일관성이 낮음을 확인할 수 있고, 반면에 (c)의 경우 각 클래스 내의 특징 값이 일관성을 보인다. 이는 해당 설비의 상태(결함정도)에 대한 정보를 잘 포함한 특징으로 판단된다. 또한, 결함의 진전에 따라 (a), (c)의 경우 증가하는 경향을 확인하였으며, (b)의 경우는 감소하는 경향을 보이는 것을 확인할 수 있다. 이 특징들은 GA의 목적함수인 각 샘플의 밀집성과 클

Table 4 Average of feature values

Case	Feature		
	Histogram lower bound	C crest factor	C root mean square
Case 1	-1.627 22	1.668 182	-1.605 41
Case 2	0.207 104	-0.268 19	0.108 079
Case 3	0.365 08	-0.587 19	0.365 08
Case 4	1.055 033	-0.812 79	1.055 033



(a) #2 histogram lower bound



(b) #1 C crest factor



(c) #2 C root mean square

Fig. 7 Trend analysis of selected features

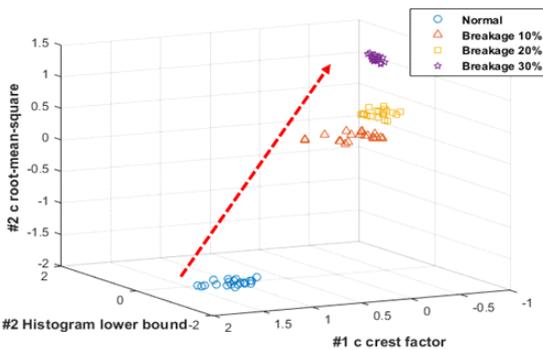


Fig. 8 The result of machine learning

래스인 실험조건 간 거리를 고려하였을 때, 최적의 특징조합으로 분류성이 높게 평가되어 선택 빈도가 높았다고 판단된다.

Fig. 8은 GA기반으로 선택된 3가지 특징을 선택빈도에 따라 각 X, Y, Z로 선정하여 3차원 그래프로 표현한 그래프이며, 실험 조건(case)마다 선택된 특징에 대해 각 클래스의 특징 값이 일정 영역으로 군집되며 확연하게 층을 나누어 분류되는 것을 확인하였다. 또한 support vector machine으로 분류성능을 평가한 결과 분류성능은 100 %로 확인되었다.

### 6. 결론

이 연구에서는 기어박스를 대상으로 기어 이 결합 정도를 모사하여 기존의 회전체 고장진단에 사용되는 특징과 기어 상태감시에 효과적인 cepstrum domain의 특징을 추가하여 총 50가지 특징으로 취득된 진동 신호에 대해 결합정도별 분류 가능성 확인과 특징의 경향분석을 실시하였다.

분류결과 사용한 50가지 특징 중 GA기반 특징 선택 빈도가 높은 특징인 histogram lower bound, C crest factor, C root-mean-square는 GA목적함수에 부합하는 특징으로 해당 설비와 실험조건에 대해 민감하게 반응한 것으로 판단된다. 여기서 C crest factor의 경우 특징 값의 일관성이 낮아 클래스 간에 겹치는 부분이 존재하는 것을 확인함으로 C crest factor의 특징만으로는 경향분류가 어렵다고 판단되며, C root-mean-square는 특징 값의 일관성이 높고 클래스 간에 겹치는 특징 값 또한 존재하지 않기 때문에 경향분류에 가장 적합한 특징이라고 판단된다.

또한, 선택된 특징 3가지를 사용하여 3차원으로 확인한 결과, 모든 case가 영역을 가지며 결합 정도에 따라 분류되는 것을 확인하였고, 위 3가지 특징의 경향분석을 통해 특징 값이 증가하거나 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 이를 통해 특징기반(feature based) 결합진단 방법으로 결합의 정도별 상태 감시가 가능함을 확인하였으며, 선택된 특징별 상태에 대한 진동규격 확인과 추가적인 실험을 통해 해당 설비와 설비의 상태에 대한 건전성 지표 개발이 가능할 것이라고 판단된다.

앞선 선행연구와 이 연구의 결과로 대상설비에 대한 특징, 결합, 신호, 정도별 분류 및 분석을 완료하였으며 신호의 종류와 어떠한 특징이 선택되느냐에 따라 분류결과 혹은 분류성능의 차이가 발생하는 것을 확인하

고, 결합의 정도에 따라 설비의 상태 분류와 특정 특징에 대해 결합의 진전에 따라 경향성을 보이는 것을 확인하였다. 이를 토대로 데이터에 대한 적응도 및 새로운 특징 개발 등의 추가적인 연구를 토대로 특징기반 결합진단법의 성능 개선을 실시하고, 설비의 복합결합 정도에 따른 분석을 통해 machine learning 수행을 위한 학습데이터 확립 및 health index 개발을 목표로 연구를 진행할 예정이다.

## 후 기

이 연구는 “자동 예측 진단 기술 개발(한국수력원자력중앙연구소)”의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

- (1) Park, S. T., Gim, J. W. and Yang, J. K., 2002, The Detection of Gear Failures Using Wavelet Transform, Proceedings of the Korean Society of Automotive Engineers Annual Autumn Conference, pp. 74-79.
- (2) Kim, U. S., 2015, Innovation of Safety Management System through Predictive Maintenance, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 55, No. 10, pp. 58-60.
- (3) Jeong, H. D. and Lee, S. C., 2017, Industrial Artificial Intelligence, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 6, pp. 3-7.
- (4) Park, S. T. and Lee, S. C., 2017, Generative Adversarial Network and Noise/vibration Engineering, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 6, pp. 14-19.
- (5) Jeong, R. H., Chai, J. B., Lee, B. H., Lee, D. H. and Lee, B. K., 2012, Feature Parameter Analysis for Rotor Fault Diagnosis, The KSFJ Journal of Fluid Machinery, Vol. 15, No. 6, pp. 31-38.
- (6) Kim, H. J., Ahn, B. H., Park, D. H. and Choi, B. K., 2017, Vibration Signal Analysis of Gearbox Fault According to Feature, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 419-424.
- (7) Kim, H. J., Ahn, B. H., Park, D. H. and Choi, B. K., 2017, Feature Analysis for Fault Diagnosis According to Gearbox Failure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 312-317.
- (8) Kim, H. J., Ha, J. M., Ahn, B. H., Park, D. H. and Choi, B. K., 2018, Failure Classification of Gearbox Using Ultrasonic Signal Characteristics, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 1, pp. 57-63.
- (9) Lee, J. H., Lee, D. H. and Lee, K. H., 2010, Contact Stress Analysis of a Pair of Mating Spur Gears, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 9, No. 4, pp. 59-65.
- (10) Park, C. I., 2013, Analysis of Sliding Friction in Spur Gears, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 261-262.
- (11) Lee, D. H., Lee, W. Y. and Moon, K. H., 2015, Characteristics of Vibration Condition Indicator with Gear Tooth Damage, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 32, No. 7, pp. 611-617.
- (12) Lee, S. J., Yang, B. S., Lee, S. S., Park, S. T. and Son, J. D., 2007, Vibration Characteristics of Worm Gear Faults for Elevators, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 65-71.
- (13) Lee, J. E., Yu, G. H., Han, J. Y. and Jang, H. S., 1997, A Study on the Fault Detection of Gears, Institute of Technology and Science, Vol. 27, pp. 95-109.
- (14) Kim, Y. S., Kim, J. Y., Kang, M. S., Jun, H. S., Choi, B. K. and Kim, J. M., 2015, Reliable Fault Diagnosis of Induction Motor Failures Using a Genetic Algorithm-Based Feature Analysis Methodology, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 353-358.
- (15) Ko, J. P., 2005, Solving Multi-class Problem Using Support Vector Machines, Journal of KIISE, Vol. 32, No. 12, pp. 1260-1271.



**Deok-Yeong Cheong** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



**Byung-Hyun Ahn** is unified doctor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



**Byeong-Keun Choi** is a Professor at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. He received his Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pukyong National University, Korea, in 1999.

Dr. Choi worked at Arizona State University as an Academic Professional from 1999 to 2002. Dr. Choi's research interests include vibration analysis and optimum design of rotating machinery, machine diagnosis and prognosis and acoustic emission. He is listed in Who's Who in the World, among others.



**Dong-Hee Park** is unified master's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



**Hyeon-Yung Kim** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.

# 노후 공동주택 바닥구성층 수선에 따른 충격음 차단성능 개선 Study on Improvement of Floor Impact Sound Insulation Performance in Repairing Floor Layers of Aged Apartment

김 신 태\* · 조 현 민\* · 김 명 준†  
Sin-Tae Kim\*, Hyun-Min Cho\* and Myung-Jun Kim†

(Received December 20, 2018 ; Revised February 14, 2019 ; Accepted March 14, 2019)

**Key Words** : Aged Apartment(노후 공동주택), Floor Impact Sound(바닥충격음), Insulation Performance(차단성능), Reduction Design(저감 설계), Floor Structure(바닥 구조)

## ABSTRACT

This study was conducted to investigate the effects of improving the impact sound insulation performance of the floor by repairing the floor structure under 120 mm slab of an aged apartment. This paper focuses on the changing impact sound performance due to frequency band according to the changing floor layer. In the experiment, we measured the structure of the bare slab, existing floor, developed floor, and developed floor with ceiling system. Experiments were conducted using heavy and light-weight impact sources. The impact sound insulation performance improved when the floor structure was changed and the reduction performance in a low-frequency band of 63 Hz was considered insufficient. The results prove that there is an increasing need to study the noise reduction method considering the remodeling of aged apartments.

## 1. 서 론

국내의 공동주택은 세대간 인접하고 있는 구조로 이루어져 세대별 생활소음이 이웃세대에게는 쾌적한 생활을 방해하는 원인이 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 2004년 이후 건축된 공동주택의 경우 층간소음 저감 법적 성능기준과 인정바닥구조와 같은 제도의 규제를 통해서 바닥충격음을 저감시키고 이웃 간의 갈등을 완화시키기 위해 노력하고 있는 추세이다. 하지만 2004년 이전에 공급된 기존 공동주택의 경우 바닥충격음 뿐만 아니라 여러 측면에서 고려되어야 할 부분들이 미흡한 실정이고, 건축물이 노후화됨에 따라서

기존의 성능마저 저하되면서 거주자들의 주거환경은 더욱 악화되고 있다.

노후된 기존 공동주택의 슬래브 두께는 120 mm ~ 150 mm가 대부분이며, 이는 현행 주택법에서 규정하고 있는 콘크리트 슬래브 두께인 210 mm와 비교하면 60% ~ 70% 정도의 수준으로 얇은 실정이다. 최근에는 노후된 공동주택의 소음 관련 성능을 개선하기 위해 리모델링에 대한 관심이 높아지고 있는 추세이나, 리모델링은 콘크리트 슬래브 두께를 증가시킬 수 없는 한계를 가지고 있다. 따라서 리모델링 시 슬래브 위 바닥 상부구조와 천장구조의 수선을 통해서 바닥충격음 등 주택의 성능 개선을 위한 노력이 이루어지고 있다.

기존의 연구<sup>(1-3)</sup>에서는 다양한 공동주택의 측정을 통

† Corresponding Author ; Member, Department of Architectural Engineering, University of Seoul  
E-mail : mjunkim@uos.ac.kr

\* Member, Department of Architectural Engineering, University of Seoul

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

해 슬래브 두께와 평면에 따른 바닥충격음 차단성능을 분석한 관련 연구가 진행되어 왔다. 중량충격음의 경우 뜬바닥 구조에서 나타나는 주파수 특성이 63 Hz를 포함한 저주파수 대역의 충격음 차단성능 저감 효과가 미미하거나 오히려 증가한다는 연구결과를 확인하였다<sup>(4)</sup>. 하지만 뜬바닥 구조에서 슬래브 두께와 완충재의 동탄성계수와 두께에 따라 중량충격음 저감효과가 있는 것으로 나타났으며<sup>(5)</sup>, 중량충격음에 충격원에 따라 완충재의 동탄성계수에 의한 영향도 있는 것으로 나타났다<sup>(6)</sup>. 바닥마감재 관련 연구<sup>(7,8)</sup>에서 경량충격음은 마감재를 통해 충격음 레벨이 저감되는 것을 확인하였고, 고무공 충격원의 경우는 마감재의 내부 구성에 따라 주파수 대역별 변화에 영향을 끼치는 것을 확인하였다.

이 연구에서는 노후된 공동주택 리모델링 시 콘크리트 슬래브를 제외한 바닥구성층 수선을 통해 각 저감 설계요소 적용 시 바닥충격음 차단성능을 개선하기 위한 방안을 제시하는데 목적이 있다.

## 2. 실험 개요

### 2.1 실험대상 공동주택 및 바닥구성층 개요

노후된 기존 공동주택에 바닥충격음 저감요소 기술

들이 복합 적용되었을 때의 차단성능을 파악하기 위해 인천소재의 ○○아파트 재건축 현장의 1개 세대를 실험대상 세대로 선정하였다. 실험대상 세대의 전용면적은 65 m<sup>2</sup>, 바닥슬래브 두께는 120 mm이다. 측정은 선정된 세대의 안방과 거실에서 측정을 진행하였으며 두 개 실에서 모두 같은 구조에서 측정을 진행하였다. 측정에 진행된 바닥구조로는 기존 대상세대의 조건과 해당 바닥구조를 철거 후 나슬래브 상태에서의 바닥충격음 차단성능을 각각 평가하였다. 또한 개선된 바닥구조(뜬바닥 구조) 설치 후의 바닥충격음 차단성능과 개선된 바닥구조 하부의 천장구조를 설치 후의 바닥충격음 차단성능으로 나누어 측정을 진행하였다. 실험 case의 상세조건과 바닥구조는 Table 1에 나타내었다.

개선 바닥구조의 경우 콘크리트 슬래브 120 mm 상부에 바닥충격음 저감을 위해 완충재 EPS 20 mm (20 MN/m<sup>3</sup>), 리모델링을 위한 경화속도가 빠른 혼합기포 콘크리트 45 mm와 마감몰탈 55 mm를 설치하여 노후 공동주택 현장에 설치하여 나타나는 충격음 성능을 확인하고자 하였고, 추가로 바닥마감재 6 mm 설치한 구조로 현장 측정을 진행하였다. 또한 바닥충격음 차단성능을 향상시키기 위해 천장구조(S-NF, no hanger-flat type)를 설치하였다. 현장에 설치된 천장구조의 형태로는 천장을 통해 전달되는 고체전달음을 최소화하

Table 1 Experimental conditions and floor system applied to the test room

Case	Room	Type	Slab thickness	Resilient material or thermal insulation	Mortar and light weight concrete	Floor covering	Ceiling system
1	Bed room	None	Bare slab 120 mm	-	-	-	-
2		Existing floor system	Bare slab 120 mm	Silver foil PE mat 8 mm	EPS bid mixing cement mortal 95 mm ~ 110 mm + cement mortar 40 mm	PVC finishing material 2 mm	-
3		Developed floor system	Bare slab 120 mm	EPS 20 mm [20 MN/m <sup>3</sup> ]	Mixed foamed concrete 45 mm + finishing mortar 55 mm	PVC finishing material 6 mm	-
4			Bare slab 120 mm	EPS 20 mm [20 MN/m <sup>3</sup> ]	Mixed foamed concrete 45 mm + finishing mortar 55 mm	PVC finishing material 6 mm	Ceiling system (S-NF)
5	Living room	None	Bare slab 120 mm	-	-	-	-
6		Existing floor system	Bare slab 120 mm	Silver foil PE mat 8 mm	EPS bid mixing cement mortal 95 mm ~ 110 mm + Cement mortar 55 mm	PVC finishing material 2 mm	-
7		Developed floor system	Bare slab 120 mm	EPS 20 mm [20 MN/m <sup>3</sup> ]	Mixed foamed concrete 45 mm + finishing mortar 55 mm	PVC finishing material 6 mm	-
8			Bare slab 120 mm	EPS 20 mm [20 MN/m <sup>3</sup> ]	Mixed foamed concrete 45 mm + finishing mortar 55 mm	PVC finishing material 6 mm	Ceiling system (S-NF)

기 위해 벽체지지를 활용한 모듈을 사용하여 구조체를 고정하였고, 공기층 두께는 200 mm를 두었다. 천장구조 내부의 흡음재(poly-ester 24K 50 mm)를 추가하여 슬래브를 통해 전달되는 소음을 저감시키기 위하여 천장구조 설치를 진행하였다.

기존현장 조건의 바닥구조와 개선된 바닥구조 및 천장구조의 상세단면도는 Fig. 1과 같다. 또한 Fig. 2는 실험대상 재건축 아파트 및 세대 내에서의 측정 모습을 나타낸 것이다.

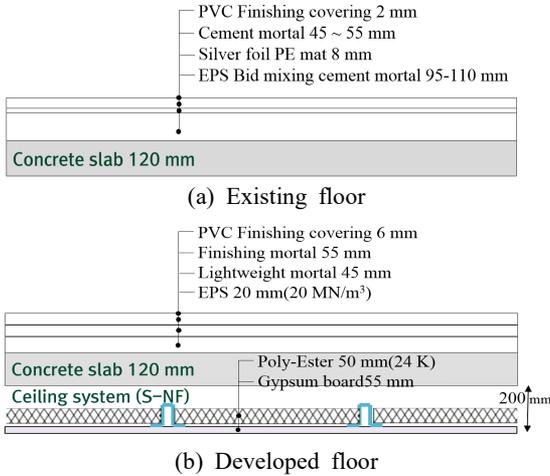


Fig. 1 Cross section of floor structure



Fig. 2 View of experimental site and measurements conditions

## 2.2 실험 방법

이 연구에서는 KS F 2810-1~2에 의거하여 바닥충격음 차단성능 측정을 진행하였다. 측정세대인 안방과 거실의 가진 위치는 실의 면적이 14 m<sup>2</sup>미만으로 중앙 지점을 포함하여 4개소에서 벽체에서 50 cm 이격시킨 거리의 가진 위치 5개소를 선정하였다. 수음실의 마이크로폰 설치 위치는 세대의 문의 인접한 곳을 제외한 4개소를 선정하였으며 Fig. 3과 같다.

바닥충격음 차단성능 평가방법으로는 KS F 2863-1~2에 맞춰 제시된 역 A 특성을 활용하여 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,Aus}$ ,  $L'_{n,Aw}$ )을 통해 평가를 진행하였다.

측정결과 분석은 1/3 옥타브밴드를 활용하여 분석을 진행하였으며, 측정에 사용된 장비는 표준 중량충격원 특성 1(이하 뱅머신)과 특성 2(이하 고무공 충격원)를 모두 활용하였다. 경량충격음의 경우 표준 경량충격원(이하 태핑머신)을 통해 측정을 진행하였다.

측정장비는 다채널 소음분석기(dB4 - 4ch(01 dB), SA - 02(Rion))를 통해 진행되었으며 주파수 분석 소프트웨어(dB Trait)를 활용하여 분석을 진행하였다.

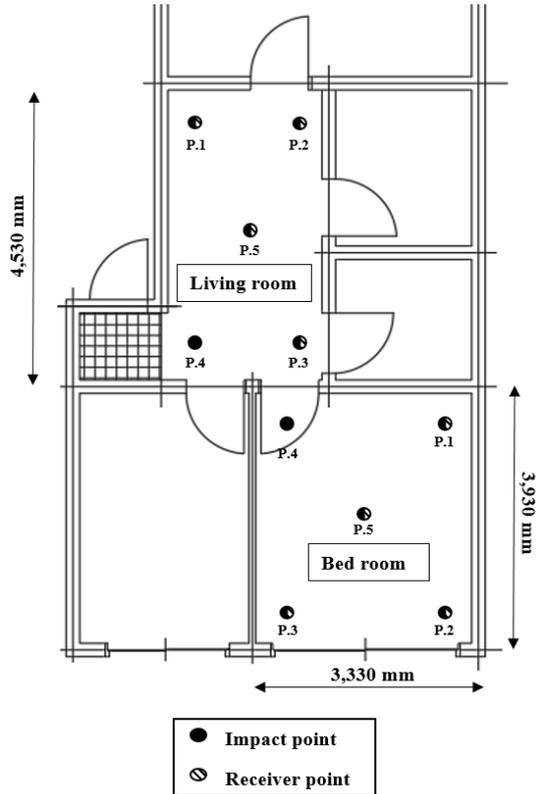


Fig. 3 Impact and receiver points on the floor plan

### 3. 실험 결과 및 분석

#### 3.1 상부바닥구조 구성에 따른 실험결과

##### (1) 안방 측정 결과

##### 가. 나슬래브 대비 기존 바닥구조 비교

Fig. 4의 case 1과 case 2 조건에 대한 바닥충격음 레벨 비교를 통해 나슬래브 구조 대비 기존 현장의 표준 충격원별 차단성능을 나타내었다. 또한 Table 2에서 충격원별 나슬래브 구조와 기존 바닥구조의 단일수치 평가량과 저감량을 나타내었다.

Fig. 4(a)를 통해 고무공 충격원의 측정결과를 분석한 결과, 나슬래브 구조 대비 기존 현장의 바닥구조에서 125 Hz 이하의 주파수 대역과 250 Hz 이상의 중고주파수 대역에서 바닥충격음 레벨이 저감되는 것을 확인할 수 있었다.

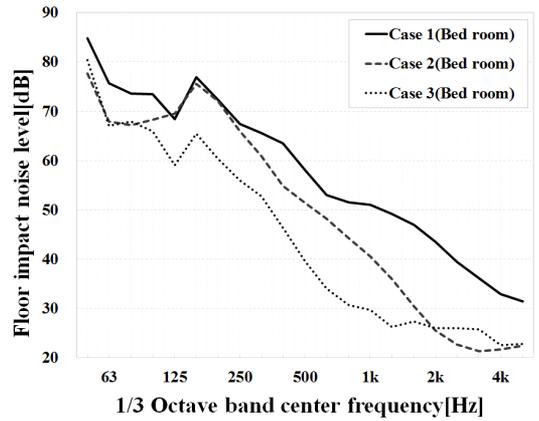
하지만 125 Hz ~ 200 Hz에서 저감성능이 미비하거나 바닥충격음 레벨이 약간 높게 나타난 주파수 대역도 나타났다. 단일수치 평가량은 상부 바닥구조에 의해 2 dB 저감된 것을 확인하였다. 마찬가지로 뽕머신의 경우도 전반적으로 고무공 충격원의 주파수특성과 유사한 경향을 나타내었다. 단일수치 평가량은 나슬래브 대비 4 dB 저감된 것으로 나타났다.

태핑머신의 경우 나슬래브 구조 대비 기존 현장의 바닥구조가 바닥 두께가 두껍고, 바닥표면마감재로 인해 전주파수대역에서 바닥충격음 레벨이 저감되는 것을 확인하였다. 단일수치 평가량 비교 시 14 dB의 저감성능을 나타냈다. 이는 바닥 두께 증가의 영향보다 바닥마감재의 영향이 큰 것으로 사료된다.

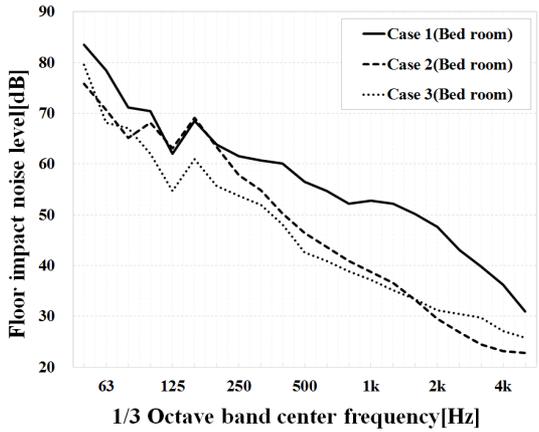
##### 나. 나슬래브 대비 개선 바닥구조 비교

Case 1의 120 mm 나슬래브 구조 대비 case 3의 완충재 EPS 20 mm와 경량기포콘크리트 45 mm, 마감물 탈 55 mm와 바닥 표면마감재 6 mm를 설치한 선 바닥구조(뜬바닥 구조)의 안방에서의 바닥충격음 차단성능 측정결과를 Fig. 4를 통해 비교·분석하였다.

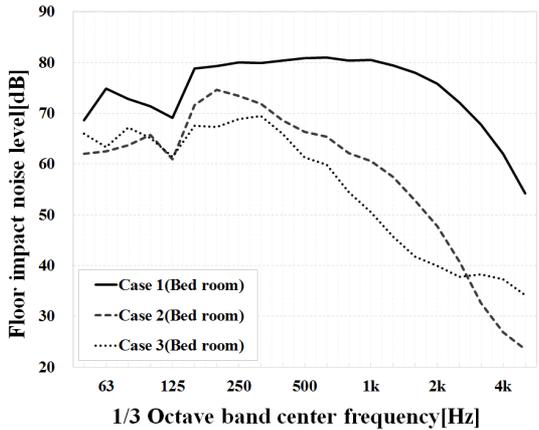
고무공 충격원의 측정결과인 Fig. 4(a) case 1과 case 3을 통해 확인한 결과, 저주파수 대역과 고주파수 대역에서도 바닥충격음 레벨이 저감되는 것을 확인하였으며, 주파수 대역별로 5 dB ~ 18 dB 저감된 것을 확인할 수 있었다. 뽕머신도 고무공 충격원과 마찬가지로 주파수 대역별 경향성이 유사하게 나타나는 것을 확인하



(a) Rubber ball



(b) Bang machine



(c) Tapping machine

Fig. 4 Floor impact sound according to different floating floor structures without ceiling measured using three types of the impact sources in the bed room (case 1: bare slab, case 2: bare slab + existing floating floor, case 3: bare slab + developed floating floor)

었다. 이러한 저감 효과는 개선 바닥구조를 뜯바닥 구조로 설계하여 내부 완충재의 성능이 효과적으로 발휘되었기 때문인 것으로 판단된다.

태핑머신의 경우 중량충격음 대비 주파수 대역별 저감폭과 단일수치 저감량이 보다 크게 나타났다. 이는 앞서 기존 바닥구조의 바닥 표면마감재 보다 두꺼운 마감재 및 뜯바닥 구조 설치에 의한 영향인 것으로 파악된다.

또한, 단일수치 평가량은 고무공 충격원의 경우 64 dB에서 55 dB로 9 dB 저감되었고, 뱅머신의 경우 60 dB에서 52 dB로 8 dB 저감되었으며, 경량충격음은 80 dB에서 58 dB로 22 dB 저감된 성능을 확인하였다.

다. 기존 바닥구조 대비 개선 바닥구조 비교

개선 바닥구조 시공으로 인한 슬래브 상부의 바닥 충격음 저감효과를 검토하기 위해 기존현장의 바닥구조의 조건 case 2와 기존 바닥구조를 뜯바닥 구조로 변경한 개선 바닥구조 case 3의 바닥충격음 레벨을 Fig. 4의 (a)~(c)를 통해 비교하였다. 또한, 실험 case의 단일수치 평가량과 저감량을 비교하여 Table 2로 나타내었다.

고무공 충격원의 경우 개선 바닥구조를 설치하였을 때 기존 바닥구조 대비 63 Hz의 저주파수 대역에서 바닥충격음 레벨의 저감은 확인하기 어려웠으며, 125 Hz 이상 주파수 대역에서 저감이 이루어지는 것을 확인하였다. 중고주파수대역에서 바닥충격음 레벨의 저감으

**Table 2** Single number quantities and amount of noise reduction for three impact sources (case 1: bare slab, case 2: bare slab + existing floating floor, case 3: bare slab + developed floating floor)

Case	SNQ		
	Rubber-ball	Bang-machine	Tapping-machine
1	64 dB	60 dB	80 dB
2	62 dB	56 dB	64 dB
3	55 dB	52 dB	58 dB
Noise reduction (case 1 - case 2)	2	4	14
Noise reduction (case 1 - case 3)	9	8	22
Noise reduction (case 2 - case 3)	7	4	6

로 인해 단일수치 평가량은 62 dB에서 55 dB로 7 dB 저감되는 것을 확인하였다. 뱅머신의 경우 주파수대역 결과를 검토한 결과, 뜯바닥 구조를 설치하였을 때의 주파수대역의 저감성능은 미비하게 나타났으며, 특히 63 Hz 이하의 특정주파수 대역에서 바닥충격음 레벨이 기존 바닥구조보다 약간 증가된 경우도 확인하였다. 마찬가지로 100 Hz ~ 1000 Hz 대역을 제외한 고주파수 대역에서는 기존바닥구조의 충격음레벨보다 높게 나타나는 주파수대역 또한 확인하였다. 이는 완충재를 포함한 개선 바닥구조가 중량충격음의 저주파수 대역에서 효과적으로 바닥충격음 레벨을 저감하기에는 제한적임을 보여주는 것으로 판단된다.

태핑머신의 경우 개선 바닥구조를 설치함으로써 100 Hz 이하의 저주파수 대역에서는 바닥충격음 레벨이 높게 나타나는 것을 확인하였으며, 단일수치 평가량을 결정하는 125 Hz ~ 2000 Hz에서는 2.7 dB ~ 11.7 dB의 충격음 레벨이 저감되는 것을 확인하였고 단일수치 평가량은 6 dB 저감되는 것으로 평가되었다. 나슬래브 대비 저감량과 비교하여 낮은 저감량을 나타냈다. 이는 기존 바닥구조와 개선 바닥구조 모두 바닥마감재의 존재로 인해 주파수대역의 저감이 큰 폭으로 나타나지 않은 것이라 판단된다.

슬래브 상부의 바닥구성층만 고려하였을 때 개선 바닥구조가 기존 현장의 바닥구조의 두께보다 얇아졌지만 단일수치 평가량으로 4 dB ~ 7 dB의 바닥충격음 저감성능이 향상된 것을 확인하였다. 이는 무엇보다 개선 바닥구조를 뜯바닥층으로 설계함에 따라 얻어진 결과로 사료된다.

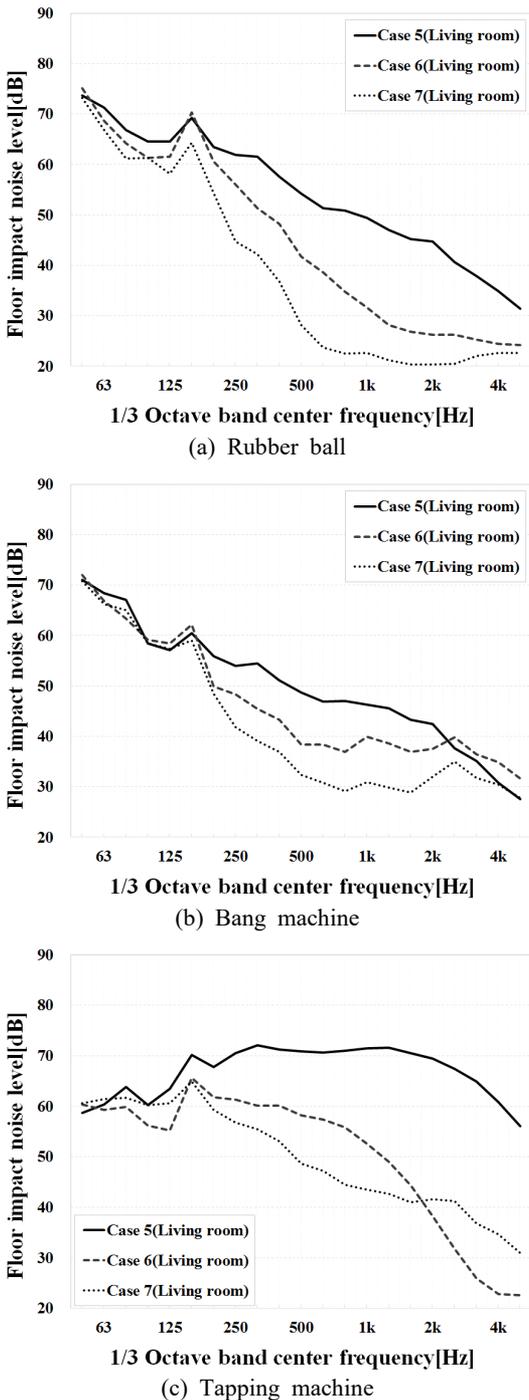
(2) 거실 측정결과

가. 나슬래브 대비 기존 바닥구조 비교

앞서 진행된 안방의 나슬래브 대비 기존 바닥구조를 거실에서 동일하게 설치 후 측정을 진행하였으며, 측정결과는 Fig. 5의 case 5, 6과 같으며, 단일수치 평가량과 저감량은 Table 3에 나타내었다.

Fig. 5(a)를 통해 고무공 충격원 측정결과를 분석한 결과, 안방의 고무공 충격원 측정결과와 유사한 주파수 대역별 결과를 나타내었으며 마찬가지로 나슬래브 측정결과보다 충격음 레벨이 증가하는 주파수대역을 나타남을 확인할 수 있었다.

하지만 단일수치 평가량은 안방의 측정결과보다는 낮은 단일수치 값을 보였으며, 저감폭도 더 높게 나타



**Fig. 5** Floor impact sound according to different floating floor structures without ceiling measured using three types of the impact sources in the living room (case 5: bare slab, case 6: bare slab + existing floating floor, case 7: bare slab + developed floating floor)

났다. 뱅머신의 경우 2000 Hz 이하의 주파수 대역에서는 안방과 유사한 경향의 주파수대역 특성을 보였지만, 2000 Hz 이상의 주파수 대역에서는 나슬래브 구조의 측정결과보다 바닥충격음 레벨이 높아지는 경향을 보였다. 경량충격음의 경우 250 Hz 대역에서 나슬래브 대비 높은 저감성능을 나타내었으며, 이에 따라 단일 수치 평가량도 74 dB에서 57 dB로 높은 저감성능을 나타냈다.

나. 나슬래브 대비 개선 바닥구조 비교

Fig. 5의 case 5, 7 비교를 통해 나슬래브 구조 대비 개선 바닥구조의 충격원별 측정결과를 분석하였으며, Table 3을 통해 단일수치 평가량과 저감량을 나타내었다.

거실에서 나슬래브 구조와 개선 바닥구조의 고무공 충격원 가진 시 나타나는 1/3 옥타브밴드의 주파수 특성을 분석한 결과, 안방 측정 결과와 마찬가지로 분석한 주파수대역에서 모두 저감되는 것을 확인하였으며, 125 Hz 이상의 주파수 대역에서 큰 폭으로 바닥충격음 레벨이 저감된 것을 확인하였고, 단일수치 평가량 또한 59 dB에서 50 dB로 저감된 것으로 나타났다. 충격력이 강한 뱅머신의 경우 안방 측정결과와 달리 뜬 바닥 구조의 특성에 따라 중저주파수 대역의 중량충격음에서 저감성능이 거의 나타나지 않았으며, 200 Hz ~ 4000 Hz의 주파수대역에서는 저감성능이 나타나는 것을 확인하였다. 이로 인해 나슬래브 구조 대비 개선

**Table 3** Single number quantities and amount of noise reduction for three impact sources (case 1: Bare slab, case 2: Bare slab + existing floating floor, case 3: bare slab + developed floating floor)

Case	SNQ		
	Rubber-ball	Bang-machine	Tapping-machine
5	59 dB	52 dB	74 dB
6	55 dB	49 dB	57 dB
7	50 dB	47 dB	50 dB
Noise reduction (case 5 - case 6)	4	3	17
Noise reduction (case 5 - case 7)	9	5	24
Noise reduction (case 6 - case 7)	5	2	7

바닥구조에서 단일수치 평가량이 5 dB 저감된 것으로 나타났다.

태핑머신의 경우 125 Hz 이하의 주파수 대역에서는 바닥충격음 저감성능이 미비하게 나타났다. 하지만 단일수치 평가량의 영향을 미치는 중심주파수 대역의 저감량이 큰폭으로 저감되는 것으로 나타났고, 나슬래브 구조의 74 dB에서 개선 바닥구조를 설치한 후 50 dB로 된 것을 확인하였다.

안방 측정결과와 비교 시 단일수치 평가량은 더 낮게 나타났지만 저감량 차이는 비슷한 것으로 보이며, 안방과 거실 같이 평면이 다른 조건에서도 저감 성능은 유사하게 나타나는 것으로 분석되었다.

#### 다. 기존 바닥구조 대비 뜬바닥 구조 비교

앞서 안방과 마찬가지로 구조로 거실에서 충격원별로 측정을 진행하였으며 Fig. 5의 case 6, 7을 통해 1/3 옥타브밴드의 결과를 나타내었고, Table 3을 통해 단일수치 평가량과 저감량을 나타내었다.

Fig. 5(a)의 고무공 충격원 측정결과, case 6의 기존 현장의 뜬바닥 구조에서 case 7의 뜬바닥 구조로 바닥구조 변경 시 주파수 대역별 저감된 성능을 확인하였으나, 저감되는 폭이 크지 않게 나타났다. 안방과 마찬가지로 저주파수 대역보다 125 Hz 이상의 중고주파수 대역에서의 저감이 크게 나타났다. Fig. 5(b)의 뱅머신의 경우 특정 주파수 대역에서 case 6의 기존 현장의 바닥구조보다 바닥충격음 레벨이 증가된 주파수 대역을 확인할 수 있었으며, Fig. 5(a)의 고무공 충격원과 마찬가지로 저주파수 대역의 저감효과는 보이지 않았으며 250 Hz 이상의 주파수 대역에서 적게나마 바닥충격음 레벨이 감소한 것을 확인하였다. 하지만 같은 구조의 안방과 비교하여 더 낮은 바닥충격음 레벨의 감소를 확인할 수 있었다. 태핑머신의 경우도 안방의 측정결과와 유사한 주파수 대역 결과를 나타냈으며 125 Hz 이하의 저주파수대역과 2000 Hz 이상의 고주파수 대역에서 case 6의 기존 현장의 바닥구조 대비 바닥충격음 레벨이 증가하는 경향이 나타나는 것으로 분석되었다. 또한 단일수치 평가량의 저감폭도 마찬가지로 7 dB 저감됨으로써 안방과 유사한 저감량을 나타냈다.

안방 측정결과와 비교하였을 때, 단일수치 저감량과 충격원 별 주파수대역의 특성도 마찬가지로 큰 차이 없이 유사하게 분석되어 실의 평면형태의 따른 충격음의 차이는 미비한 것으로 분석되었다.

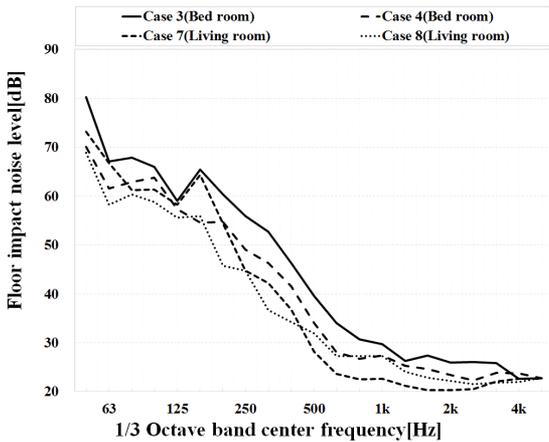
### 3.2 개선 바닥구조 하부의 천장구조 설치에 따른 비교

일반적으로 바닥슬래브에 연결하여 천장구조 시공하는 방식과 달리, 벽체지지를 활용하여 고안된 천장 시스템(Fig. 1(b) 참조)을 설치·적용하였을 때, 바닥충격음 차단성능의 변화를 검토하였다. 천장구조 유무에 따른 바닥충격음 레벨을 안방의 경우 각각 case 3과 case 4를, 거실의 경우 case 7과 case 8을 비교하였다. 측정결과는 1/3 옥타브 밴드를 통해 주파수대역 분석을 진행하였으며, Fig. 6(a)~(c)를 통해 나타내었고 각 실의 충격원별 단일수치 평가량과 저감량은 Table 4와 같다.

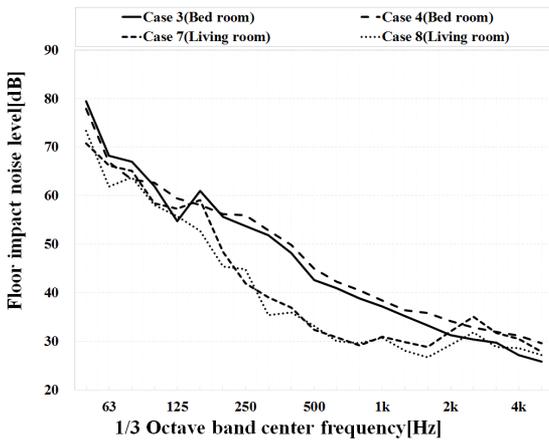
안방과 거실의 고무공 충격원 측정결과를 Fig. 6(a)를 통해 나타내었다. 주파수 대역 측정결과를 비교한 결과, 안방에서 거실보다 높은 저감성능을 나타냈으며, 안방의 63 Hz ~ 500 Hz 대역에서 약 6.3 dB의 저감성능을 보였으며, 특히 63 Hz 대역의 저감성능이 9.2 dB로 가장 높게 나타났다. 하지만 뱅머신의 경우 안방과 거실 모두에서 고무공 충격원과 달리 저감성능이 나타나지 않았으며, 주파수대역별 비교를 진행한 결과, 안방에서 125 Hz ~ 500 Hz 대역에서는 바닥충격음 레벨이 증가된 것을 확인하였고 거실 측정결과도 안방과 유사한 주파수대역별 저감량이 나타나는 것으로 분석되었다. 단일수치 평가량은 천장구조가 없는 개선 바닥구조와 같은 52 dB의 성능을 나타내었다.

경량충격음의 경우 안방과 거실에서 125 Hz ~ 2000 Hz에서 모두 바닥충격음 저감을 위해 설치된 벽체지지형 천장구조(S-NF, no hanger-flat type) 설치 후의 안방의 경우 주파수대역별 평균 7.6 dB, 거실의 경우 약 5.4 dB의 높은 저감성능이 나타나는 것으로 분석되었다. 거실보다 안방에서 더 높은 저감성능을 보였으며, 안방의 250 Hz 대역에서 8.9 dB로 가장 큰 폭으로 저감되는 것을 확인하였다. 단일수치 평가량도 안방의 경우 58 dB에서 46 dB로 12 dB 저감되었으며 거실의 경우 50 dB에서 45 dB로 저감되었다. 이는 천장구조의 내부 공기층과 천장구조 내부 충전재(poly-ester 50 mm, 24K)의 영향으로 경량충격음의 중고주파수의 충격음이 효과적으로 저감된 것으로 판단된다.

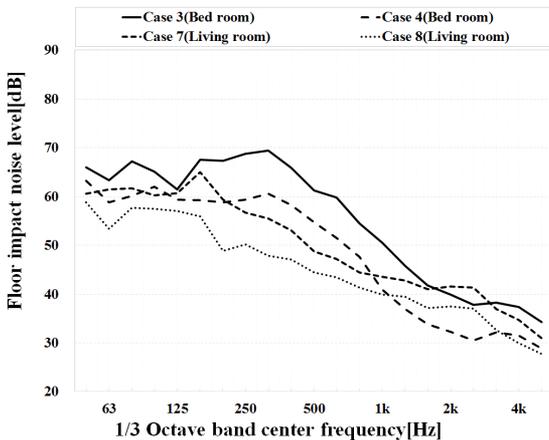
전반적으로 벽체 지지형 천장 시스템의 경우, 설치 유무에 따라 고무공 충격원과 태핑머신에서는 천장구조 지지형식, 내부중공층 및 중공층내 흡음재 설치 등에 의해 5 dB 이상 저감효과가 있는 것으로 평가되었



(a) Rubber ball



(b) Bang machine



(c) Tapping machine

**Fig. 6** Comparison to floor impact noise level of developed floor structure and ceiling system installation

**Table 4** Single number quantities and amount of noise reductions for three impact sources (case 3, 7: developed floating floor, case 4, 8: developed floating floor + ceiling system)

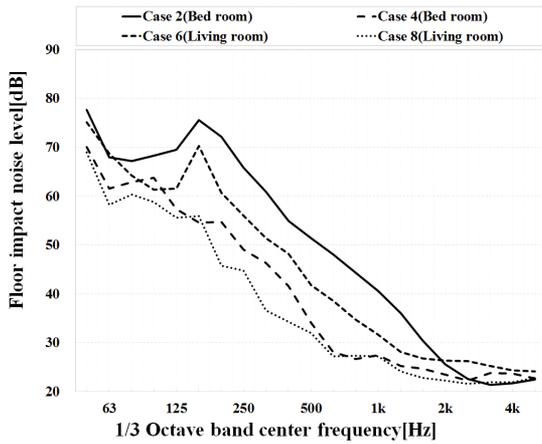
Case	SNQ		
	Rubber-ball	Bang-machine	Tapping-machine
3	55 dB	52 dB	58 dB
4	48 dB	52 dB	46 dB
Noise reduction (case 3 - case 4)	7	0	12
7	50 dB	47 dB	50 dB
8	45 dB	46 dB	45 dB
Noise reduction (case 7 - case 8)	5	1	5

다. 그러나 상대적으로 충격력이 큰 뱅머신의 경우 저주파수대역에서 중공층 형성과 중공층내 흡음재의 흡음효과가 유효하게 작용하지 않아 저감효과를 뚜렷하게 나타내지 못하는 것으로 판단된다.

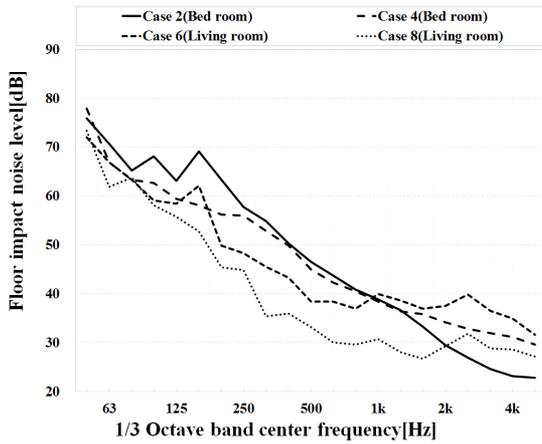
### 3.3 기존 바닥구조 대비 개선 바닥구조(천장 구조 포함)의 차단성능 비교

노후된 공동주택의 현장에서 바닥구조 상·하부 개선에 따른 바닥충격을 차단성능의 측정결과를 분석하였다. 측정은 안방과 거실에서 중량충격음과 경량충격음 모두 통해 1/3 옥타브 밴드를 통해 비교·분석하였으며 Fig. 7을 통해 나타내었다. 또한 안방과 거실의 충격원별 단일수치 평가량과 저감량은 Table 5와 같다.

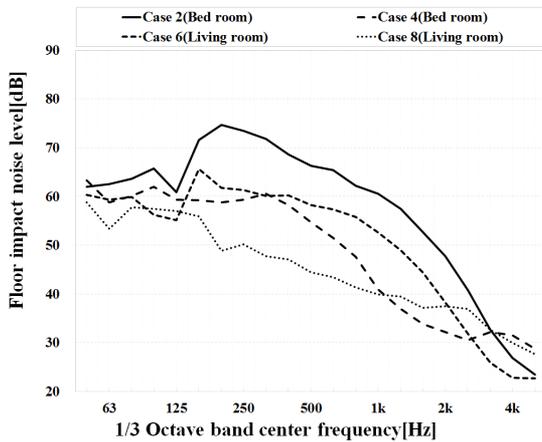
고무공 충격원의 경우 Fig. 7(a)와 같이 63 Hz~500 Hz 대역에서 안방과 거실 모두 기존 바닥구조 대비 바닥충격음 레벨이 저감되는 것을 확인하였다. 실 평면의 구분 없이 주파수 대역별로 모두 큰 폭으로 바닥충격음 저감성능이 향상되는 것을 확인할 수 있었으며, 또한 Table 5에서 단일수치 평가량도 안방의 경우 14 dB, 거실의 경우 10 dB 저감되었으며, 거실에서 더 낮은 단일수치 평가량이 나타나는 것으로 분석되었다. Fig. 7(b)의 안방 뱅머신의 주파수 대역별 결과를 비교한 결과 63 Hz 대역에서 바닥충격음 레벨이 약 1 dB 증가한 것을 확인할 수 있었으며, 거실도 마찬가지로 바닥충격음 레벨이 감소되지 않는 것으로 분석되었다. 이는 완충재를 포함한 개선 바닥구조의 특성상 63 Hz 대역의 취약한 특성



(a) Rubber ball



(b) Bang machine



(c) Tapping machine

Fig. 7 Comparison to floor impact noise level of existing floor system and developed floor system with ceiling

Table 5 Single number quantities and amount of noise reduction for three impact sources (case 2, 6: existing floating floor, case 4, 8: developed floating floor + ceiling system)

Case	SNQ		
	Rubber-ball	Bang-machine	Tapping-machine
2	62 dB	56 dB	64 dB
4	48 dB	52 dB	46 dB
Noise reduction (case 2 - case 4)	14	4	18
6	55 dB	49 dB	57 dB
8	45 dB	46 dB	45 dB
Noise reduction (case 6 - case 8)	10	3	12

이 나타난 것으로 사료된다. 이외의 125 Hz ~ 500 Hz 대역에서는 안방 약 4.2 dB, 거실 약 4.6 dB의 충격음 레벨의 저감을 확인하였으나, 고무공 충격원보다는 낮은 저감성을 나타내었다.

태핑머신의 주파수 대역 특성과 단일수치 평가량은 안방과 거실에서 비슷한 성능수준을 보였다. 하지만 안방에서 500 Hz ~ 2000 Hz 대역에서 각각 2.3 dB, 4.7 dB, 3.8 dB의 더 높은 저감성능이 나타나는 것으로 분석되었다.

이는 기존의 안방의 바닥충격음 레벨이 더 높게 나타난 결과이며, 안방과 거실의 단일수치 평가량은 45 dB로 같은 바닥충격음 레벨 성능을 보였다.

전반적으로 시공에 따른 단일수치 평가량은 표준 충격원에 따라 3 dB ~ 18 dB의 저감효과를 보였다.

#### 4. 결 론

두께 120 mm 슬래브를 갖는 노후 공동주택 현장에서 바닥구성층 수선을 통한 바닥구조 시스템을 시공하여 바닥충격음 차단성능을 측정·분석한 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 나슬래브(t = 120 mm) 구조의 바닥충격음 차단 성능은 슬래브 상부에 바닥구성층을 갖는 기존 바닥구조와 개선 바닥구조(천장 제외)에 비해 단일수치 평가량이 고무공충격원 2 dB ~ 9 dB, 뱅머신 3 dB ~ 8 dB,

태평머신 14 dB ~ 24 dB 높은 것으로 평가되었다.

(2) 뜬바닥층 시공과 비닐계 바닥마감재(t=6 mm)를 적용한 개선 바닥구조는 기존 바닥구조(천장 제외)에 비해 대체로 63 Hz의 저주파수대역을 제외한 주파수대역에서 저감효과가 상대적으로 뚜렷한 것으로 평가되었다.

(3) 뜬바닥 구조와 상부슬래브와 절연시키면서 중공층 내 흡음재를 갖는 천장시스템을 시공한 개선 바닥시스템은 기존 구조에 비해 고주파충격원 10 dB ~ 14 dB, 뱅머신 3 dB ~ 4dB, 태평머신 12 dB ~ 18 dB의 저감효과를 갖는 것으로 평가되었다. 표준충격원에 따라 저감효과에 큰 차이를 보이며 대체로 중고주파수영역에서 저감효과가 보다 유효한 것으로 분석되었다.

이 연구는 최근 공동주택에 비해 바닥충격음 차단 성능이 열악한 노후 공동주택을 대상으로 성능 향상을 모색하기 위한 일환으로 이루어졌다. 일정수준 이상의 성능향상을 위해서는 수선의 규모도 그에 따라 커져야 하며, 수선 시 층고 저하의 최소화 등 실질적인 설계상의 제한요인도 극복해야 함을 인식할 수 있었다. 향후 노후 공동주택의 리모델링 시 또는 성능 개선이 시급한 경우 등을 고려하여 효율적인 바닥충격음 저감방안에 대한 연구가 지속적으로 필요하다고 판단된다.

## 후 기

이 논문은 2015년도 서울시(서울산학연)의 제원으로 서울산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. PS150001).

## References

(1) Seok, H. T., Cho, K. J., Cha, M. C. and Jae, S. H., 2005, A Study on the Analysis of Propagation Characteristics for Floor Impact Noise in Apartment House, Journal of the Korean Housing Association, Vol. 16, No. 5, pp. 91~98.

(2) Park, H. K., Park, C. W. and Kim, S. W., 2008, An Experimental Study on the Floor Impact Sound Insulation of Apartment Depending on the Plane Shape of Living-room, Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, pp. 834~837.

(3) Yun, C. Y., Yeon, J. O. and Kim, M. J., 2014, Comparison of Impact Sound Insulation Performances of Apartment Floors Against Heavy-weight Impact Sources via Field Measurement Data, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 8, pp. 651~658.

(4) Moon, D. H., Oh, Y. K., Jeong, G. C. and Park, H. G., 2016, Floor Impact Noise Level for Concrete Slab Integrated with Floor Finishing Layers, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 5, pp. 130~140.

(5) 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.

(6) 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.

(7) Moon, D. H., Song, G. G., Lee, C. S. and Park, H. G., 2014, Reduction of Floor Impact Noise and Impact Force for PVC Floor Covering and Floor Mat, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 7, pp. 501~508.

(8) Song, G. G., Lee, C. S. and Choi, E. S., 2013, Floor Impact Sound Reduction of Floor Coverings, Proceedings of KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 384~385.



**Myung-Jun Kim** received the B.S., M.S. and Ph.D. in Dept. of architectural engineering from Hanyang University, Seoul, Korea in 1987, 1989, and 1999, respectively. He is currently a professor in the Dept. of Architectural Engineering at University of Seoul. His research interests are in the area of architectural acoustics and sound insulation in buildings.

# Real Scale Test Rotor를 이용한 3점지지 밸런싱에 관한 연구

## Study on Three-point Support Balancing using Real Scale Test Rotor

박성훈\* · 손민아\* · 박동희\* · 최병근†

Seong-Hun Park\*, Min-Ah Son\*, Dong-Hee Park\* and Beyong-Keun Choi†

(Received December 27, 2018 ; Revised January 18, 2019 ; Accepted January 24, 2019)

**Key Words :** Secondary High-pressure LNG Pump(LNG 2차 고압펌프), Two-plane Balancing(양면 밸런싱), Unbalance(불평형), Three Points Support(3점지지), Influence Coefficient Method(영향계수법)

### ABSTRACT

This study uses a secondary liquified natural gas (LNG) high-pressure pump with a large mass motor and thin, long pump units as the experimental model. There are certain limitations in controlling the amplitude of the pump unit with two-plane balancing considering the vibration response due to the imbalance in the conventional motor unit. Balancing techniques are required to effectively reduce the vibration response due to an imbalance in the motor unit and mode of the pump unit. Therefore, in this study, four sensors were added to the pump unit to consider their effects on the motor unit and mode to determine dedicated balancing techniques using the impact coefficient method after data acquisition.

### 기 호 설 명

- $a$  : 영향계수
- $T_w$  : 시험 질량
- $U$  : 보정 질량
- $W$  : 각 베어링에서 측정된 진동 값

### 1. 서 론

산업 설비에서 회전 기계는 대부분의 설비에 있어 빠저서는 안 될 핵심설비이며 성능향상과 생산성 증대를 위해서 더욱 빠르고 경량화된 로터를 요구하고 있다.

일반적인 모터-펌프 구조를 가진 회전체는 전동기부와 임펠러부가 나누어진 구조이다. 이 경우 모터부와

펌프부를 각각 2점지지 상태로 밸런싱<sup>(1)</sup>을 수행하게 된다. 그러나 산업 발달과 함께 고속화가 요구되어 속도에 비례하여 커지는 진동은 모터부와 펌프부의 정렬을 뒤트리게 하고 효율성이 저하되게 된다. 따라서 이를 보완하여 모터부와 펌프부가 합쳐진 일체형 구조로 설계되어진다<sup>(2)</sup>. 정렬 불량과 효율성저하의 문제를 보완한 일체형 구조는 가늘고 긴 형태의 축으로 2점지지 시 펌프부에 정적 치짐 문제가 생기고 운전 시 큰 휘둘림이 발생된다. 이에 기존에 사용하던 2점지지 밸런싱 방식은 한계를 가지게 된다<sup>(3)</sup>.

이 논문의 실험 모델인 LNG 2차 고압 펌프는 353 kg의 모터부와 가늘고 긴 펌프부가 일체형이다. 때문에 기존의 모터부의 불평형에 의한 진동응답만 고려하는 양면 밸런싱으로는 펌프부의 진폭을 제어하는데 있어 한계가 있다. 모터부의 불평형과 펌프부의 모드에 의

† Corresponding Author ; Member, Department of Energy Mechanical Engineering Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University  
E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr

\* Member, Department of Energy Mechanical Engineering, Gyeongsang University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference.

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

한 진동응답을 보다 효과적으로 감소시킬 밸런싱 기법이 필요하다. 따라서 모터부에 4개의 센서와 펌프부의 모드에 의한 영향을 고려하기 위해 펌프부에 4개의 센서를 추가하여 데이터를 취득 후 영향계수법을 이용한 전용 밸런싱 기법에 대한 연구이다. 선행 연구로 lab scale의 1차 고유치와 고유모드 등 동특성과 형태를 유사하게 제작한 pilot rotor를 이용하여 모터와 펌프부의 진폭과 고속 rpm에서 모드에 의한 진동응답이 보다 크게 줄어드는 것을 확인하였다<sup>(4)</sup>. 그리고 실제 적용을 위하여 real scale test rotor 장치를 사용하여 영향계수법<sup>(5,6)</sup>을 이용한 전용 밸런싱 기법을 통해 모터부의 불평형과 펌프부의 모드에 의한 진동응답을 감소시킬 수 있는지 확인하였다.

### 2. 전용 밸런싱

Fig. 1은 이 연구대상인 LNG 2차 펌프의 회전축계의 밸런싱을 위한 펌프부를 고려한 전용 밸런싱 기법(exclusive balancing)의 영향계수를 구하는 과정이다.

3개의 베어링부의 신호와 펌프부의 신호를 취득하여 진동을 측정하였을 때, 초기 진동신호 취득을 위해 회전체 운전 시 각 센서 #1, 2, 3, 4에서 측정된 진동 값은  $W_0^{-1}, W_0^{-2}, W_0^{-3}, W_0^{-4}$ 이며 영향계수는 plan 1의  $\alpha_{11}, \alpha_{21}, \alpha_{31}, \alpha_{41}$ , plan 2의  $\alpha_{12}, \alpha_{22}, \alpha_{32}, \alpha_{42}$ 라고 하면, 각 센서에서 측정된 축계의 진동 응답은 식(1)과 같다. 이 식을 행렬식으로 표현하면 식(2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 W_0^1 &= \alpha_{11} \cdot U_1 + \alpha_{12} \cdot U_2 \\
 W_0^2 &= \alpha_{21} \cdot U_1 + \alpha_{22} \cdot U_2 \\
 W_0^3 &= \alpha_{31} \cdot U_1 + \alpha_{32} \cdot U_2 \\
 W_0^4 &= \alpha_{41} \cdot U_1 + \alpha_{42} \cdot U_2
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

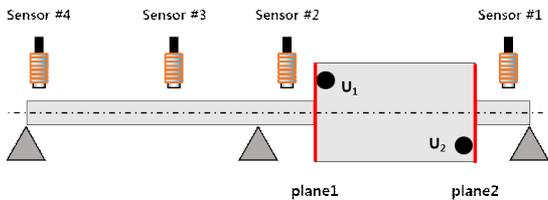


Fig. 1 Influence coefficient technique of the study model

$$\begin{Bmatrix} W_0^1 \\ W_0^2 \\ W_0^3 \\ W_0^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix}
 \tag{2}$$

수정면 1과 2에 시험 질량  $T_w$ 를 부착하고 회전하였을 때 각 진동응답은 식(3), (4)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} W_1^1 \\ W_1^2 \\ W_1^3 \\ W_1^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 + T_w \\ U_2 \end{Bmatrix}
 \tag{3}$$

$$\begin{Bmatrix} W_2^1 \\ W_2^2 \\ W_2^3 \\ W_2^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 + T_w \end{Bmatrix}
 \tag{4}$$

식(3), (4)에서 식(2)를 빼면 각 수정면에 부가한 시험 질량에 대한 영향계수는 식(5), (6)으로 정리할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} W_1^1 - W_0^1 \\ W_1^2 - W_0^2 \\ W_1^3 - W_0^3 \\ W_1^4 - W_0^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_w \\ 0 \end{Bmatrix}
 \tag{5}$$

$$\begin{Bmatrix} W_2^1 - W_0^1 \\ W_2^2 - W_0^2 \\ W_2^3 - W_0^3 \\ W_2^4 - W_0^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ T_w \end{Bmatrix}
 \tag{6}$$

이를 정리하면 식(7), (8)로 나타낼 수 있다. 이를 통해 각 영향계수를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 W_1^1 - W_0^1 &= \alpha_{11} \cdot T_w + \alpha_{12} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{11} &= \frac{W_1^1 - W_0^1}{T_w} \\
 W_1^2 - W_0^2 &= \alpha_{21} \cdot T_w + \alpha_{22} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{21} &= \frac{W_1^2 - W_0^2}{T_w} \\
 W_1^3 - W_0^3 &= \alpha_{31} \cdot T_w + \alpha_{32} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{31} &= \frac{W_1^3 - W_0^3}{T_w} \\
 W_1^4 - W_0^4 &= \alpha_{41} \cdot T_w + \alpha_{42} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{41} &= \frac{W_1^4 - W_0^4}{T_w}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

$$\begin{aligned}
 W_2^1 - W_0^1 &= \alpha_{11} \cdot 0 + \alpha_{12} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{12} &= \frac{W_2^1 - W_0^1}{T_w} \\
 W_2^2 - W_0^2 &= \alpha_{21} \cdot 0 + \alpha_{22} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{22} &= \frac{W_2^2 - W_0^2}{T_w} \\
 W_2^3 - W_0^3 &= \alpha_{31} \cdot 0 + \alpha_{32} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{32} &= \frac{W_2^3 - W_0^3}{T_w} \\
 W_2^4 - W_0^4 &= \alpha_{41} \cdot 0 + \alpha_{42} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{42} &= \frac{W_2^4 - W_0^4}{T_w}
 \end{aligned} \tag{8}$$

식 (7), (8)의 영향계수를 식 (2)의 양변에 곱하여 정리하면 식 (9)와 같이 불평형의 위치와 크기를 계산할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} W_0^1 \\ W_0^2 \\ W_0^3 \\ W_0^4 \end{Bmatrix} \tag{9}$$

전용 밸런싱은 기존의 두 개의 수정면만을 고려한 양면 밸런싱에 펌프부의 영향계수를 고려하기 위하여 추가적으로 펌프부와 펌프부의 끝단에 센서를 설치하였다. 측정된 진동 값에 해당하는 영향계수로 각 센서에서 측정된 축계의 진동 응답이 계산된다. 양면 밸런싱과 동일하게 수정질량의 크기를 통해 수정면 1과 2의 축계의 질량에 따른 응답 벡터의 비, 즉 불평형 감도를 파악할 수 있다. 이를 통해 초기 진동응답을 파악하면 모터부의 불평형에 따른 보정질량이 계산된다. 펌프부의 모드의 영향으로 증폭이 되고 위상이 변하는 신호를 취득하여 불평형과 불평형 모멘트를 고려하여 펌프부의 진폭을 상쇄시키는 보정질량을 구하며 이를 통해 펌프부의 진폭이 저감된다.

양면 밸런싱은 모터부의 불평형에 의한 힘을 저감하여 진동응답 크기가 감소한다. 이 때 불평형 모멘트는 두 수정면이 평형을 이루게 불평형이 계산된다. 그러나 전용 밸런싱의 경우 펌프부의 모드의 영향이 영향계수에 포함되며 펌프부의 진동을 저감시키고 모터부의 불평형과 펌프부의 불평형의 모멘트가 평형을 이루게 된다. 따라서 3점지지 형태의 LNG 2차 펌프의 밸런싱 기법을 제안하기 위해 영향계수법을 이용하여 축계의 특성을 고려한 전용 밸런싱 기법을 사용한다.

## 2. Real Scale Test Rotor 제작 검증

Real scale test rotor의 설계 기준은 실제모델의 동특성과 모드형상이 동일하게 되도록 축의 길이와 베어링부의 간격을 조절하여 설계하였다. 제작된 로터의 동특성 검증을 위해 임팩트 테스트와 runout 테스트를 수행하였다. 실제 로터의 경우 1차 고유진동수가 33 Hz이며, real scale test rotor의 1차 고유진동수는 35 Hz로 오차율이 6%로 10%이내이므로 설계 조건을 만족한다. 로터의 공차를 확인하기 위해 runout 테스트 수행결과 5/100 mm로 만족하여 오차에 의한 영향은 없는 것을 확인하였다.

## 3. 실험모델 및 방법

### 3.1 실험모델

LNG 2차 고압 펌프를 실제 사이즈와 동특성을 모사한 실험모델은 Fig. 3과 같이 모터부와 펌프부가 일체형이며 3개의 베어링 페데스탈로 지지된 구조의 real scale test rotor를 사용하였다. 로터의 무게는 353 kg이고 펌프부 임펠러 체결로 인해 모터부에 2개의 수정면을 가공하였고 Fig. 4와 같이 2점지지 시 정적 처짐으로 휘돌림이 발생하기 때문에 지지점을 추가한 3점 지지 구조이다.

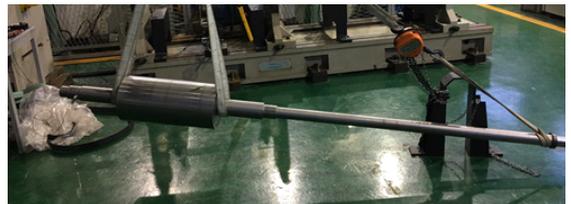


Fig. 2 Shape of the real scale test rotor

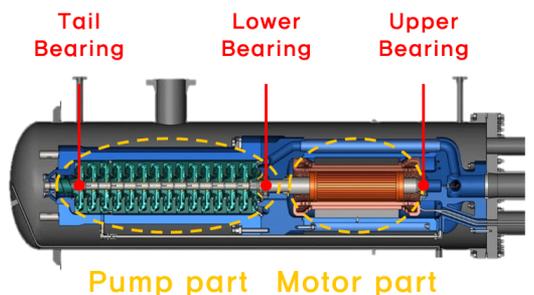


Fig. 3 LNG secondary high pressure pump

### 3.2 실험방법

Fig. 5와 같이 각 베어링부(#1~#4, #7~#8) 및 pump 부(#5, #6)에 수직/수평으로 변위센서를 설치하여 신호를 취득한다. 실험현장의 안전 여건상 rotor의 최대 속도는 1500 r/min으로 선정하고 양면 밸런싱과 전용 밸런싱의 결과를 비교하여 실험 모델에 알맞은 밸런싱 기법을 확인한다. 그리고 balancing rpm을 불평형의 영향이 작은 700 r/min 아래의 영역을 회피하여 750 r/min, 900 r/min, 1500 r/min에서 balancing을 수행하여 각 rpm의 밸런싱 결과를 비교한다. 전용 밸런싱은 펌프부 모드의 영향을 고려하기 위하여 3개의 베어링 부에 변위센서를 설치하여 펌프부의 신호를 추가로 취득하여 2개의 수정면에 불평형을 부가하여 초기불평형 진폭

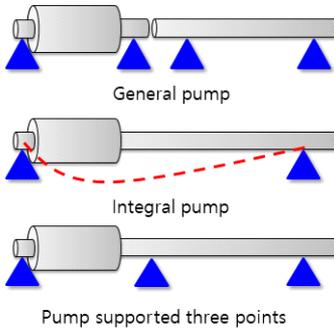


Fig. 4 Model supported three points

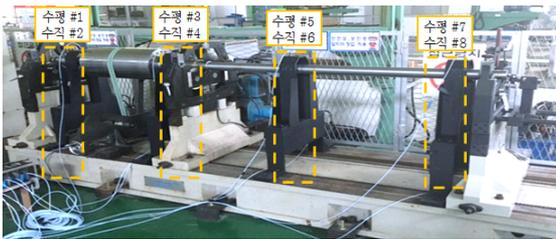


Fig. 5 Real scale test rotor

Table 1 Acquisition equipment

Equipment	Information	
ADRE208 (Bently-Nevada) analyzer	Sampling freq.	1.7 Hz to 1000 Hz
	Input ch.	8
	Input type	Scale factor options for supported 3 KPH conditioning
Displacement sensor	Freq. range	0 kHz to 10 kHz
	Sensitivity	7.87 V/mm(200 mV/mil) + 12.5 % / -20 %

을 확인한 후 영향계수법으로 계산된 보정질량을 조정하여 수행한다. 그리고 신호를 측정하기 위하여 Table 1과 같이 변위센서와 ADRE(Bently-Nevada) analyzer를 이용하여 데이터를 취득 및 분석하였다.

### 4. 실험결과

실험결과 벨트구동으로 수직 방향으로 누르는 힘이 강하기 때문에 수직방향의 센서에서 정확한 데이터를 얻는데 한계가 있었다. 따라서 수평 방향의 센서를 토대로 실험 결과를 확인하였다.

Figs. 6, 7은 1500 r/min에서의 양면 밸런싱과 전용 밸런싱의 결과이다. Table 2와 같이 모터부인 #1, #3 센서의 진폭은 10  $\mu\text{m}$  내외로 감소하였다. 양면 밸런싱을 하였을 때 펌프부인 #5 센서에서 24.2  $\mu\text{m}$  이하로 진폭 감소하지 않았다. 그러나 전용 밸런싱의 경우 펌프부 또한

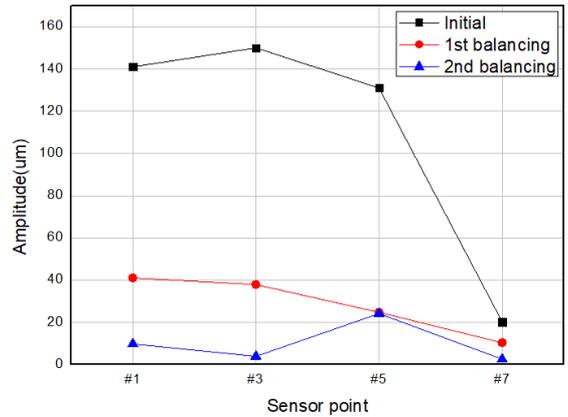


Fig. 6 Two-plan balancing (1500 r/min)

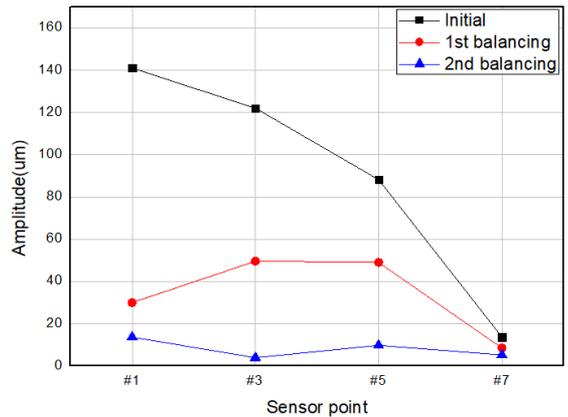
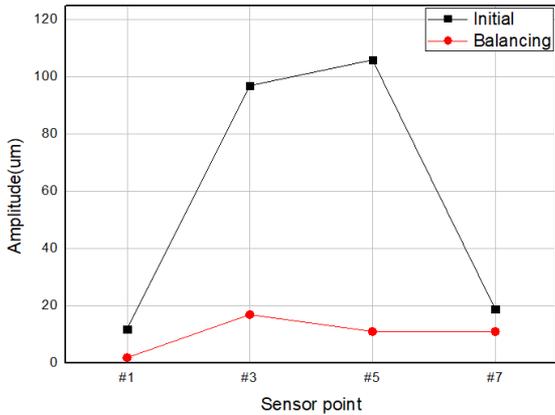


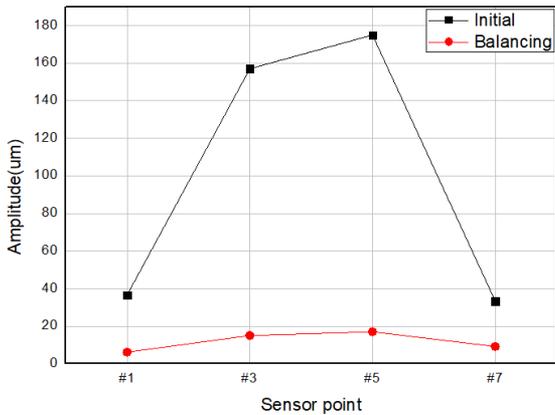
Fig. 7 Exclusive balancing (1500 r/min)

**Table 2** Comparison of double-sided balancing and exclusive balancing

Two-plan balancing	#1	#3	#5	#7
Initial	141	150	131	20.2
1st balancing	41.1	37.9	24.8	10.4
2nd balancing	9.8	3.92	24.2	2.61
Exclusive balancing	#1	#3	#5	#7
Initial	141	122	88.2	13.7
1st balancing	30	49.6	49	8.5
2nd balancing	13.7	3.92	9.8	5.22



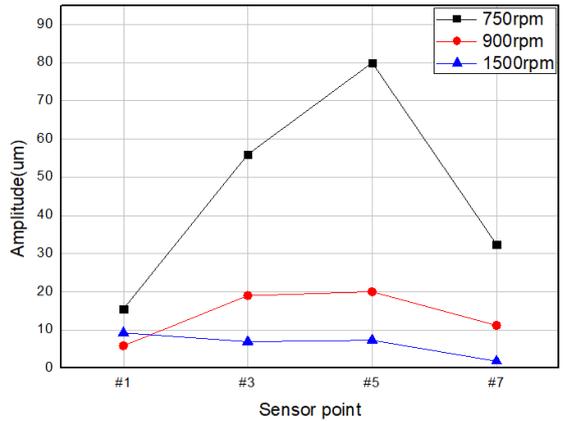
**Fig. 8** 750 r/min balancing result



**Fig. 9** 900 r/min balancing result

9.8  $\mu\text{m}$  이하로 감소하였다.

Figs. 8, 9는 각각 750 r/min, 900 r/min에서 전용 밸런싱의 결과이다. 초기 진폭과 대비하여 750 r/min, 900 r/min 모두 모터부 뿐만 아니라 펌프부의 진폭 또한 크게 감소하였다.



**Fig. 10** Comparison of 750 r/min, 900 r/min, 1500 r/min balancing result

Fig. 10에서 750 r/min과 900 r/min, 1500 r/min에서의 감소된 진폭을 비교하였다. 750 r/min보다 고속인 900 r/min에서 모터, 펌프부의 진폭이 더 감소하였다. 그리고 900 r/min보다 고속인 1500 r/min에서도 마찬가지로 모터, 펌프부의 진폭이 더욱 감소하였다. #1에서 900 r/min보다 1500 r/min에서 진폭이 더 큰 것은 10  $\mu\text{m}$  이하로 두 진폭의 크기 비교는 어려운 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

이 연구의 실험모델은 353 kg의 큰 질량인 모터와 가늘고 긴 펌프부가 일체형으로써 구조상 기존의 모터부의 불평형만 고려한 양면 밸런싱을 하면 펌프부의 모드에 의한 영향이 고려되지 않았기 때문에 펌프부의 진폭이 일정크기 이하로 줄어들지 않았다. 그러나 수정면에 가까운 두 개의 진동신호와 추가적으로 펌프부의 진동신호를 통해 영향계수를 계산하여 모터부의 불평형에 의한 진동응답과 펌프부의 모드에 의한 진동응답을 함께 고려한 전용 밸런싱을 하였을 때에는 모터부와 펌프부의 진폭이 모두 10  $\mu\text{m}$ 내외로 줄어드는 것을 확인하였다. 또한 750, 900, 1500 각 rpm에서 전용 밸런싱을 하였을 때 750 r/min보다 고속인 900 r/min, 1500 r/min 고속에서 펌프부의 진폭이 보다 효과적으로 줄어드는 것을 확인하였다. 이는 고속 rpm일수록 펌프부의 모드가 커지기 때문에 전용 밸런싱에서 고려되어지는 펌프부의 영향계수가 커져 펌프부의 진폭이 더욱 효과적으로 감소되는 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 “고압 LNG펌프 Rotor 동적해석 및 Multi-Plane Balancing 프로그램 개발(한국가스기술 공사)”의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

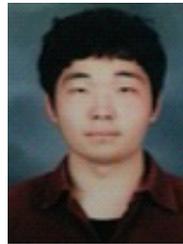
- (1) API 684, 1996, Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: 3.3.6 'HIGH SPEED BALANCING, p. 121.
- (2) Rush, D. and Hall, L., 2001, Tutorial on Cryogenic Submerged Electric Motor Pumps, Proceedings of the 18th International Pump Users Symposium, pp. 101~107.
- (3) Jeong, D. H. and Park, N. G., 2000, Two Plane Balancing Method Based on the Equations of Motion of Rotor Dynamic System, Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers Annual Autumn Conference, pp. 623~628.
- (4) Jang, Y. H. and Choi, B. G., 2015, Experimental Test for Shaft Balancing for High Pressure LNG Pump Using the RK4, Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers Annual Spring Conference, pp. 87~88.
- (5) Thearle, E. L., 1934, Dynamic Balancing of Rotating Machinery in the Field, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics, Vol. 56, pp. 745~753.
- (6) Yang, B. S. and Iwatsbu, T., 1988, New Balancing Method of a Flexible Rotor without Trial Weights, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 12, No. 3, pp. 409~418.



**Seong-Hun Park** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



**Min-Ah Son** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



**Dong-Hee Park** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



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

# 항공기용 MR 댐퍼의 스카이-그라운드 훅 제어기 설계

## Design of Sky-ground Hook Controller for MR Damper of Aircraft Landing Gear

강 병 혁\* · 한 철 희\* · 최 승 북†

Byung-Hyuk Kang\*, Chulhee Han\* and Seung-Bok Choi†

(Received January 15, 2019 ; Revised March 14, 2019 ; Accepted March 20, 2019)

**Key Words :** MR Damper(MR 댐퍼), Aircraft Landing Gear(항공기 랜딩 기어), Sky Hook(스카이 훅), Ground Hook(그라운드 훅), Sky-ground Hook(스카이-그라운드 훅), Magneto-rheological Fluid(자기유변유체)

### ABSTRACT

In this paper, a semi-active magnetorheological (MR) damper is proposed that can be applied to main landing gear suspension system of the aircraft. For the modeling of MR damper, a damping force in the annular orifice and an air force in the damper strut are derived. A MR damper with two magnetic cores is designed to control the damping force with sufficient dynamic range. After modeling the damper, its structural design with the annular type bypass for fast tension speed is determined considering the characteristics of the landing situation of the aircraft. In addition, through the magnetic field analysis of two magnetic cores, controllable yield force of MR fluid is proposed, designed by the magnetic intensity considering the input current. Next, superior performance of the semi-active damper is demonstrated by calculating the aircraft landing efficiency of passive and semi-active dampers by the damper excitation and aircraft drop simulations. To maximize the landing efficiency of drop simulation, the sky-ground control logic is established. The sky hook and ground hook coefficients can be adjusted by tuning the sky-ground hook weighting factor. After calculating the sky-ground hook force with the best-tuned sky hook and ground hook coefficients, the damping force of the MR damper is controlled by the calculated input current. Consequently, the optimized efficiency plot was obtained in comparison with controlled and passive dampers.

### 1. 서 론

현재 항공기 착륙장치로 가장 많이 사용되고 있는 공기-유압식 완충장치(oleo-strut)는 수동형 댐퍼가 적용된다. 그러나 완충장치의 성능이 설계단계에서 결

정되어 설계 조건 외의 착륙조건에서는 착륙 안정성 저하가 발생한다는 단점을 갖는다<sup>(1)</sup>. 이러한 단점을 극복하기 위해 1970년대 미항공우주국(National Aeronautics and Space Administration, NASA)에서 능동형 착륙장치에 대한 연구가 진행되었으나, 과중량, 구조의 복잡성, 및 안정성 문제 등으로 인하여 상용화되

† Corresponding Author ; Fellow Member, Mechanical Engineering of Inha University  
E-mail : seungbok@inha.ac.kr

\* Mechanical Engineering of Inha University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference.

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

지 못하였다<sup>(2)</sup>.

1970년대 처음 소개된 반 능동형 댐퍼는 구조적으로 단순하며 댐핑력이 가변 가능한 댐퍼로서, 수동형 댐퍼와 능동형 댐퍼의 장점을 가지고 있다<sup>(3)</sup>. 반-능동형 댐퍼에는 자기유변유체(magneto-rheological damper, MR 유체)를 사용한 자기유변댐퍼(magneto-rheological, MR 댐퍼)가 주를 이루고 있으며, 최근 MR 유체를 활용한 항공기용 MR 댐퍼의 연구가 활발히 진행되고 있다<sup>(4-6)</sup>.

MR 유체란 실리콘 베이스의 오일과 스틸 계열의 입자의 혼합물로서 자기장에 반응하는 스마트 유체이다. MR 유체는 자기장이 인가되지 않은 경우 뉴턴 유체(Newtonian fluid)의 거동을 하지만, 자기장이 인가될 경우 MR 유체 내 스틸 입자가 체인을 형성하여 유체의 유동에 저항하는 항복 응력을 갖는 빙햄 유체의 특성을 갖는다<sup>(7)</sup>.

MR 댐퍼는 반-능동형 댐퍼의 일종으로서, 자기장을 인가할 경우 체인을 형성하는 MR 유체의 특성을 응용하여 댐핑력을 가변할 수 있는 댐퍼를 의미한다. 2002년 차량용 댐퍼로 최초 상용화되어 현재 수많은 차종에 적용되어 가변 댐퍼로의 우수성이 입증되었다<sup>(8,9)</sup>.

스카이-그라운드 혹은 제어란 착륙 시의 항공기 무게를 충분히 지지해주어 탑승감을 향상시켜주는 스카이 혹은 제어와 지면 접지력을 향상시키는 그라운드 혹은 제어를 융합한 하이브리드 제어기 일종이다<sup>(10)</sup>. 항공기의 착륙 특성을 고려하여 스카이-그라운드 혹은 제어기를 설계하였다.

이 논문에서는 MR 유체가 적용된 항공기용 MR 댐퍼를 수학적으로 모델링한 후, 스카이 혹은 제어기, 그라운드 혹은 제어기, 스카이-그라운드 혹은 제어기를 제안된 MR 댐퍼에 각각 적용하여 제어성능을 비교, 스카이-그라운드 혹은 제어기의 우수성을 입증하였다.

## 2. 항공기용 MR 댐퍼 모델링

항공기용 MR 댐퍼의 설계에 앞서, 댐퍼 설계 기준을 항공기 착륙 시 항공기 착륙 안정성을 개선하기 위하여 착륙 효율(landing efficiency)로 정의하였다. 착륙 효율이란 인가된 최대 에너지와 흡수한 에너지의 비를 의미하며, 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{efficiency} = \frac{\int F_s ds}{F_{s,\max} \cdot s_{\max}} \quad (1)$$

$F_s$ 는 완충기력(strut force)을 의미하며,  $F_{s,\max}$ 는 최대 완충기력,  $s$ 는 스트로크(stroke),  $s_{\max}$ 는 최대 스트로크를 의미한다. 식 (1)에서 볼 수 있듯이, 착륙 효율을 증가시키기 위해서는 최대 완충기력과 최대 스트로크를 줄이는 것이 중요하다.

Fig. 1은 이 연구에서 제안하는 항공기용 MR 댐퍼의 개념도를 보여준다. 제시된 MR 댐퍼는 MR 유체를 포함하는 하우징(housing) 부와 피스톤 부로 이루어져 있으며, 피스톤에 의해 공간이 분리되어 상부 챔버(upper chamber)와 하부 챔버(lower chamber)로 나뉘어져 있다. 또한 상부 챔버는 플로팅 피스톤(floating piston)으로 분리되어 압축성 유체를 충전할 수 있는 에어 챔버(air chamber)가 존재한다. 댐퍼 피스톤은 코어(core)부로 통칭할 수 있는 공간과 리코일 밸브(recoil valve)로 구성되어 있다. 코어부 내부에는 MR 유체가 흐를 수 있는 오리피스 홀(orifice hole)과 바이패스 홀(bypass hole)이 환형(annular type)으로 존재하며, 전류 인가 시 자기장(magnetic field)을 형성할 수 있는 두 개의 자기코일(magnetic coil)이 존재한다.

MR 댐퍼 내에 작용하는 힘은 가스압축에 의해 발생하는 공압력(pneumatic force,  $F_a$ )과 압력강하로 발생하여 MR 유체의 흐름상태를 결정하는 점성력(viscous force,  $F_{vis}$ ), 항복력(yield force,  $F_y$ ), 오일 셸 및 플로팅 피스톤 등의 마찰에 의해 발생하는 마찰력(friction force,  $F_f$ )으로 이루어진다. 여기서 마찰력은 다른 힘 성분에 비해 그 크기가 미소하므로, 마찰에 대한 영향은 무시하도록 한다.

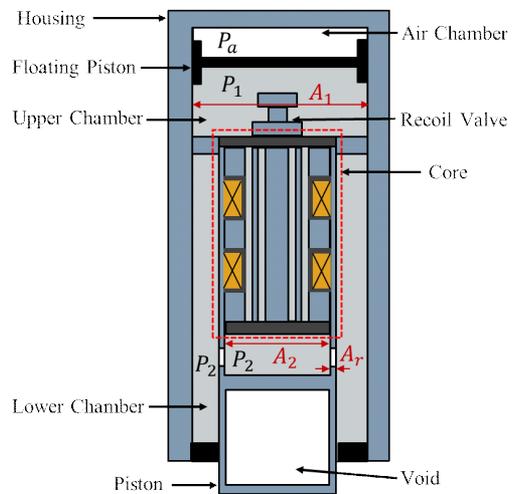


Fig. 1 Structure section of supposed MR damper

**2.1 MR 댐퍼 완충기력(strut force)**

피스톤 스트로크에 의해 댐퍼는 인장 또는 압축되게 되고 하우징 내 부피가 변화하게 된다. 하우징 내 부피 변화에 대한 부피를 보상을 위해 에어챔버 내 압축성 유체인 가스가 압축되게 되는데, 이를 이용하여 스프링을 대체할 수 있다. 폴리트로픽 법칙에 근거하여 공압을 식 (2)와 같이 유도할 수 있다.

$$P_a = P_{a0} \left( \frac{V_{01}}{V_{01} - (A_2 + A_r)s} \right)^n \tag{2}$$

$P_a$ 는 에어 챔버에서의 압력이며,  $V_a$ 는 상부 챔버의 체적,  $P_{a0}$ 와  $V_{a0}$ 는 각각 에어 챔버의 초기 압력과 상부 챔버의 초기 체적을 의미한다.  $A_1$ 과  $A_2$ ,  $A_r$ 는 각각 상부 챔버 단면적과 피스톤 내부 단면적, 피스톤 벽면 단면적을 의미한다.  $n$ 은 폴리트로픽 지수(polytropic index)로,  $n$ 은 에어 챔버를 단열로 가정하여 1.3을 적용하였다.

오리피스 홀(orifice hole)에서의 압력강하는 근사적으로 MR 유체의 흐름에 의해 발생하는 점성압력강하(viscous pressure drop)와 흐름에 저항하는 항복압력강하(yield pressure drop)의 중첩으로 표현될 수 있다.

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \Delta P_{vis} + \Delta P_y \tag{3}$$

$$\Delta P_{vis} = \frac{6\mu L Q}{\pi r_o^3}, \quad \Delta P_y = 2c \frac{l_t}{t_o} \tau_y \text{sgn}[\dot{s}] \tag{4}$$

Fig. 2는 코어부의 개략도를 보여준다.  $r_o$ 는 오리피스 반지름,  $t_o$ 는 오리피스 두께,  $L$ 은 오리피스 및 바이패스 홀 길이,  $l_t$ 는 전체유효자극길이(total effective pole length)를 나타낸다.  $l_t$ 는 유효자극길이( $l_1, l_2, l_3$ )의 합으로 구할 수 있다.  $P_1$  및  $P_2$ 는 상부 및 하부 챔버의 압력,  $\mu$ 는 점성계수(viscosity),  $\tau_y$ 는 자기장에 의한 항복전단응력(yield shear stress),  $Q$ 는 피스톤 스트로크에 의한 MR 유체의 유량,  $c$ 는 MR 유체의 흐름속도의 함수를 의미한다.  $Q$ 와  $c$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = (A_1 - A_2 - A_r)\dot{s} \tag{5}$$

$$c = 2.07 + \frac{12Q\mu}{12Q\mu + 0.8\pi r_o^3 \tau_y} \tag{6}$$

MR 유체는 항공기 착륙조건에 부합하기 위해 점도가 높고 인가전류 대비 높은 항복력을 갖는 LORD사

의 MRF-140CG를 적용하였다. MRF-140CG의 점성계수는  $0.28 \text{ pa}\cdot\text{s}$ 이다. 항복응력은 MR 유체에 걸리는 자기장 세기에 관련된 함수로서, Fig. 3과 같은 특성곡선을 가진다. 최소자승법(least square method)을 통해 항복응력-자기장 세기 곡선을 다음과 같은 식으로 도출하였다.

$$\tau_y = 1.736 \times 10^{-6} H^3 - 1.924 \times 10^{-3} H^2 + 0.611 H \tag{7}$$

$H$ 는 자기장 세기(magnetic intensity)를 의미한다.

또한 기존 랜딩기어 완충장치에서 주로 적용되는 리코일 밸브(recoil valve)를 적용하였다. 리코일 밸브는 스트로크 속도에 따른 댐핑력의 비대칭성을 구현하는 장치이다. 항공기 댐퍼는 압축될 시 항공기의 무게를 받

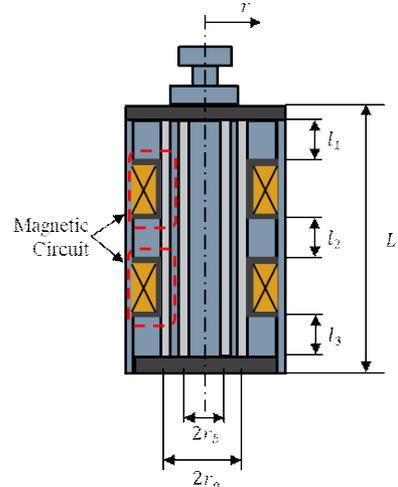


Fig. 2 Magnetic circuit and length of the core

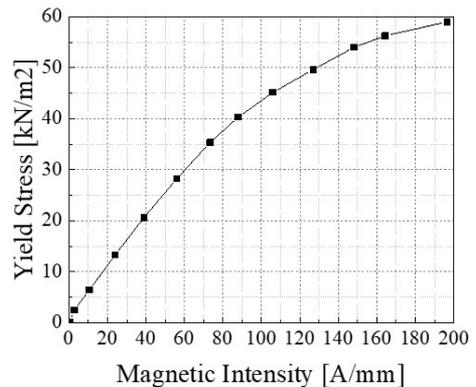


Fig. 3 Yield stress with respect to magnetic intensity

쳐줘야 하므로 높은 댐핑력을 요구하여, 댐퍼가 인장 될 시 타이어가 안정성 측면에서 항상 노면에 접지되어 있는 상태를 유지해야 하므로 낮은 댐핑력으로 빠른 스트로크 속도를 요구한다. 댐퍼 인장 시 점성압력 강하는 리코일 밸브가 열려 바이패스 홀을 통해 흐르는 MR 유체를 고려하여 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\Delta P_{vis} = \frac{6\mu L Q}{\pi(r_o t_o^3 + r_b t_b^3)} \tag{8}$$

$r_b$ 는 바이패스 반지름,  $t_b$ 는 바이패스 두께를 나타낸다. 바이패스 홀의 두께는 댐퍼 인장 시 점성력을 압축 시의 점성력의 40%만 작용하도록 설정하였다.

완충기력을 피스톤에 작용하는 힘 성분을 통해 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$F_s = (P_1 - P_2)A_1 + P_2 A_2 \tag{9}$$

힘  $P_a A_1$ 과 힘  $P_1 A_1$ 는 준평형(semi-equilibrium) 상태에 있으며, 압력강하는 식 (3)과 같으므로 완충기력을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$F_s = \Delta P(A_1 - A_2 - A_r) + P_a(A_2 + A_r) \tag{10}$$

따라서 최종 정리된 완충기력 및 공압력, 점성력, 항복력은 다음과 같다.

$$F_s = F_a + F_{vis} + F_y \tag{11}$$

$$F_a = P_{a0} \left( \frac{V_{01}}{V_{01} - (A_2 + A_r)s} \right)^n (A_2 + A_r) \tag{12}$$

$$F_{vis} = \begin{cases} \frac{6\mu L(A_1 - A_2 - A_r)^2 \dot{s}}{\pi r_o t_o^3}, & \dot{s} > 0 \\ \frac{6\mu L(A_1 - A_2 - A_r)^2 \dot{s}}{\pi(r_o t_o^3 + r_b t_b^3)}, & \dot{s} \leq 0 \end{cases} \tag{13}$$

$$F_y = 2c \frac{l_t}{t_o} \tau_y (A_1 - A_2 - A_r) \text{sgn}[\dot{s}] \tag{14}$$

**2.2 코어 자기장 해석 및 댐퍼 특성 분석**

이 논문에서 제안한 항공기용 MR 댐퍼는 착륙 시 충분한 항복력을 가질 수 있도록 두 개의 자기코일을 갖도록 설계하였으며, 각각의 자기코일은 700번의 권선으로 이루어진 솔레노이드 코일을 갖는다. 솔레노이드 코일은 AWG(American wire gauge) 규격의 AWG27

(0.35ϕ) 구리선이 사용되었으며, FEM 기법을 이용하여 (Ansys) 자기장 해석이 진행되었다. Fig. 4와 Table 1은 자기장 해석 결과를 보여준다.

자기장 해석 결과를 이용하여 제안된 MR 댐퍼의 특성 시뮬레이션이 수행하였다. 미국연방항공국 소형 항공기 인증 절차(FAR23)의 착륙 기준인 최대 착륙속도 3 m/s를 만족하는 시뮬레이션을 진행하였다. Fig. 5는 시뮬레이션 결과를 보여준다. 댐핑력-가진속도 그래프에서 확인할 수 있듯, 항공기 안정성을 증대시키기 위한 가진속도 비대칭성이 적용되었으며, 진류에 따른 MR 댐퍼의 항복력 제어 범위(dynamic range)가 14.4 kN으로 항공기 특성에 맞게 넓은 제어범위를 보장하는 것을 확인할 수 있다.

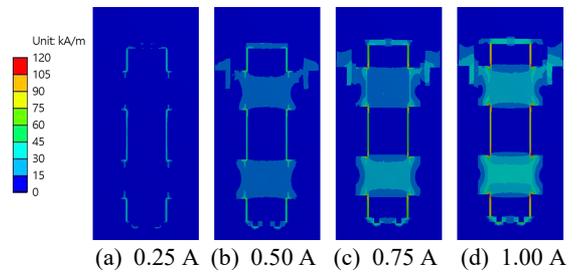


Fig. 4 Magnetic intensity distribution diagram

Table 1 Magnetic intensity with respect to input current

Current [A]	Mean magnetic intensity [kA/m]
0.25	26.21
0.50	49.19
0.75	68.45
1.00	92.90

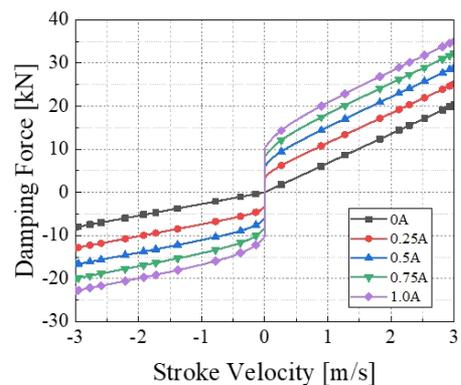


Fig. 5 MR damper characteristic

### 3. 제어기 설계 및 착륙 시뮬레이션

#### 3.1 항공기 착륙장치 2-자유도 모델링

MR 댐퍼의 항공기 착륙 시뮬레이션을 위해 항공기 착륙장치 모델링이 수행되었다. Fig. 6은 이 연구에서 사용한 1/2 항공기 모델을 보여주며, 그에 따른 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} m_s \ddot{z}_s &= -(F_a + F_{vis} + F_y) + m_s g \\ m_u \ddot{z}_u &= -F_t + (F_a + F_{vis} + F_y) + m_u g \end{aligned} \tag{15}$$

$z_s$ 는 항공기 질량의 변위,  $z_u$ 는 타이어 질량의 변위,  $g$ 는 중력가속도,  $F_t$ 는 노면에서 전달되는 타이어 스프링력을 의미한다. 항공기 질량(airplane mass,  $m_s$ )를 680 kg으로 결정하였으며, 휠을 포함한 타이어 질량(tire mass,  $m_u$ )을 18 kg으로 산정하였다.

#### 3.2 스카이-그라운드 훅 제어기 설계

스카이 훅 제어는 Karnopp에 의해 제안되었으며, 현재 수 많은 자동차 진동제어 및 항공기 착륙 제어에 사용되고 있다<sup>(11)</sup>. 이 제어기법은 스프링 상 질량(sprung mass)을 가상의 댐퍼와 연결하여 차량의 감쇠를 담당하는 것으로, 차량의 탑승감을 향상시키거나 타이어의 접지력을 떨어뜨려 조향성 및 안정성을 저하시킨다. 스카이 훅 댐핑력의 제어로직은 다음과 같은 논리곱으로 나타낼 수 있다.

$$F_{sky} = C_{sky} \dot{z}_s \wedge (\dot{z}_s \dot{s} < 0) \tag{16}$$

$F_{sky}$ 는 스카이 훅 제어에 대한 댐핑력(damping force of sky hook control)을,  $C_{sky}$ 는 스카이 훅 제어의 게인

(gain of sky hook control)을 의미한다. 식 (16)에 의하면, 스카이 훅 제어에 대한 댐핑력은 항공기 및 댐퍼의 운동속도에 따라 항공기 기체의 운동에 저항하는 점성력에 의해 결정되며, 스카이 훅 게인에 따라 그 크기가 결정된다.

그라운드 훅 제어는 Valášek에 의해 제안되었으며, 스프링 하 질량(unsprung mass)을 가상의 댐퍼와 연결하여 타이어의 댐핑력을 제어하는 제어기법이다<sup>(12)</sup>. 이 제어기법은 타이어의 접지력을 향상시켜 타이어의 자운스-리바운드를 줄이고 조향성을 향상시키나 심각한 탑승감 저하 효과를 유발한다. 그라운드 훅 댐핑력의 로직은 다음과 같다.

$$F_{grad} = C_{grad} \dot{z}_{grad} \wedge (\dot{z}_u \dot{s} < 0) \tag{17}$$

여기서  $F_{grad}$ 는 그라운드 훅 제어에 대한 댐핑력(damping force of ground hook control)을,  $C_{grad}$ 는 그라운드 훅 제어의 게인(gain of ground hook control)을 의미한다. 식 (17)에 의하면, 그라운드 훅 제어에 대한 댐핑력은 타이어 및 댐퍼의 운동속도에 따라 타이어의 운동에 저항하는 점성력에 의해 결정되며, 그라운드 훅 게인에 따라 그 크기가 결정된다.

이 연구에서는 항공기의 착륙 효율 및 안전성 증가를 위하여 스카이-그라운드 훅 제어(sky-ground hook control) 기법이 적용되었다. 스카이-그라운드 훅 제어기는 스카이 훅 제어기와 그라운드 훅 제어기의 가중치 제어를 통하여 스카이 훅 제어와 그라운드 훅 제어의 장점을 이용할 수 있는 하이브리드 제어기의 일종이다. 이 연구에서는 항공기 착륙 시 항공기 기체에 가해지는 힘을 최소화하고 타이어의 접지력을 향상시키기 위해 스카이-그라운드 훅 제어기를 적용하였다. Fig. 7은 스카이-그라운드 훅 제어의 개념도를 보여주며, 스카이-그라운드 훅의 댐핑력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{sg} = \beta F_{sky} + (1 - \beta) F_{grad} \tag{18}$$

$F_{sg}$ 는 스카이-그라운드 훅 댐핑력(damping force of sky-ground hook),  $\beta$ 는 스카이-그라운드 훅 가중치(weighting factor of sky-ground hook)을 의미한다. 식 (18)에 따르면, 스카이-그라운드 훅 댐핑력은 가중치가 1일 경우 스카이 훅 댐핑력이 되며, 가중치가 0일 경우 그라운드 훅 댐핑력이 됨을 확인할 수 있다. 따라서 가중치를 0에서 1의 범위 내에서 적절히 조정하여 댐핑력의 경향성을 제어하여 최적의 감쇠 효과를 얻

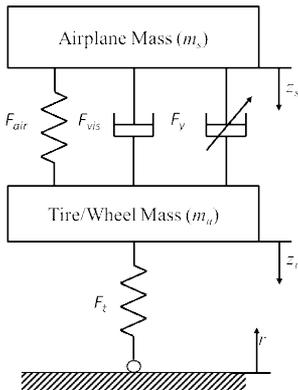


Fig. 6 2-DoF model of supposed MR landing gear

을 수 있다. Fig. 8과 같이 스카이-그라운드 후크 제어 및 역 모델링된 모델에 전체 상태 되먹임(full state feedback) 제어 로직으로 스카이-그라운드 후크 댐핑력이 실시간으로 계산되며, MR 댐퍼의 항복력으로 변환된다.

**3.3 착륙 시뮬레이션**

착륙 시뮬레이션은 FAR23 착륙조건을 충족하기 위하여 3 m/s 착륙상황에 대한 드랍 시험조건을 준수하였다. 제어로직은 제어를 하지 않은 수동형 댐퍼의 경우와, 스카이 후크 제어, 그라운드 후크 제어, 스카이-그라운드 후크 제어가 적용된 반-능동형 댐퍼 순서로 적용하였다.

Fig. 9는 제어를 하지 않은 경우의 시뮬레이션 결과를 보여준다. 항공기 특성상, 제어하지 않았을 때에도 항공기를 항상 지지하여 착륙에 대한 안정성을 확보할 수 있어야 하므로 완충기력이 항상 양수의 값을 갖도록 설계됨을 확인할 수 있다. 결과에서 확인할 수 있듯이, 0.23 m의 스트로크와 27 kN의 완충기력이 발생함을 확인할 수 있었다. 그에 따른 착륙 효율은 71.0%의 착륙 효율을 갖는 것을 확인하였다.

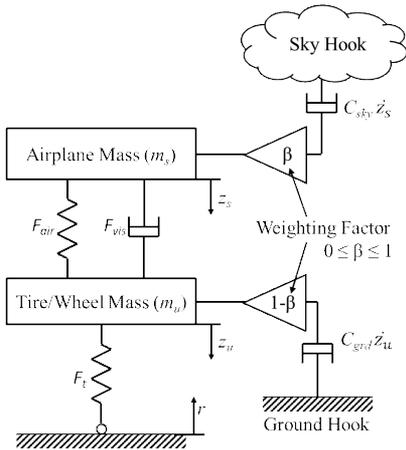


Fig. 7 Diagram of the sky-ground hook controller

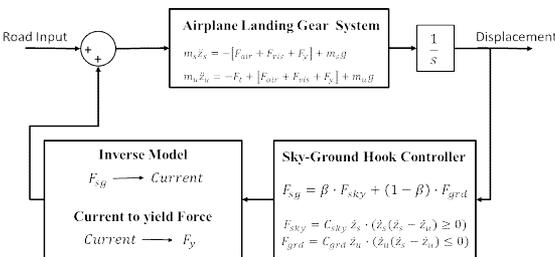


Fig. 8 Landing gear system applied sky-ground hook control logic

Fig. 10은 스카이 후크 제어의 시뮬레이션 결과를 보여준다. Fig. 10(a)는 스카이 후크 계인에 따른 효율을 계산한 결과를 보여준다.  $C_{sky}$ 가 1260일 때 최대 88.7%의 효율을 얻을 수 있는 것을 확인할 수 있었다. 최대 효율을 갖는 계인을 이용하여 착륙 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 10(b)는  $C_{sky}$ 가 1260일 때의 착륙 시뮬레이션 결과를 보여준다. 결과에서 알 수 있듯이 0.225 m의 스트로크와 22 kN의 완충기력이 발생함을 확인하였다. 스카이 후크 제어에 대한 항복력이 발생하는 구간에서 댐퍼의 최대 댐핑력이 증가하여 최대 공압력과 동일 선상에 있어 효율이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 11은 그라운드 후크 제어의 시뮬레이션 결과를 보여준다. Fig. 11(a)는 그라운드 후크 계인에 따른 효율을 보여준다. 결과와 같이  $C_{grd}$ 가 200 000일 때 최대 76.6%의 효율을 얻을 수 있는 것을 확인하였으며, Fig. 11(b)와 같이 착륙 시뮬레이션을 수행하였다. 0.23 m의 스트로크와 그에 따른 최대 약 25 kN의 완충기력이 발생한 것을 확인할 수 있다. 댐퍼의 점성력이 작아지고 공압력이 증가하는 구간에서 그라운드 후크에 대한 항복력이 발생하여 효율곡선이 평평해져 효율이 증가하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 12는 스카이-그라운드 후크 제어의 시뮬레이션 결과를 보여준다.  $C_{sky}$ 를 2000으로,  $C_{grd}$ 를 200 000으로 설정하고 가중치에 대한 시뮬레이션을 Fig. 12(a)와 같이 수행하였다. 시뮬레이션 결과에서 볼 수 있듯이,  $\beta$ 가 0.369일 때 최대 93.7%의 효율을 얻을 수 있는 것을 확인하였다. Fig. 12(b)와 같이 가중치를 0.369로 설정하여 시뮬레이션을 진행한 결과 0.225의 스트로크와 21 kN의 완충기력이 발생하는 것을 확인하였다. 스카이 후크 제어의 항복력과 그라운드 후크 제어의 항복력에 의한 효과로 효율성능이 증가함을 확인할 수 있다.

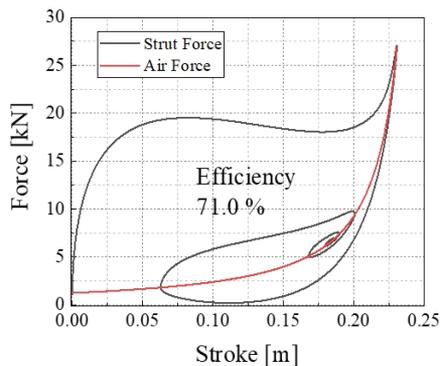
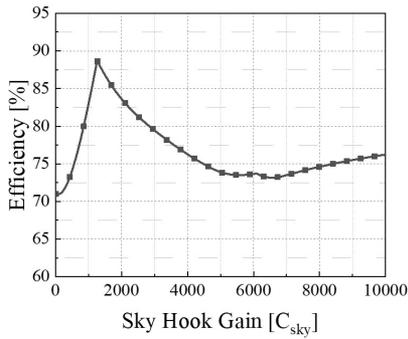
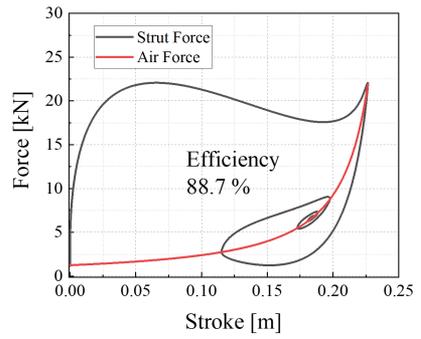


Fig. 9 Passive damper simulation (control OFF)

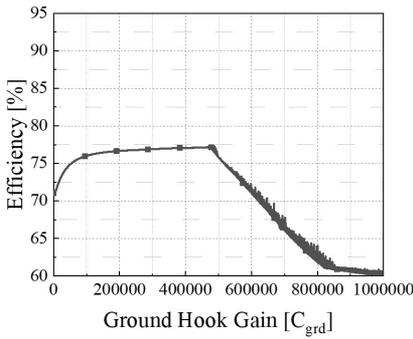


(a) Landing efficiency with respect to sky hook gain

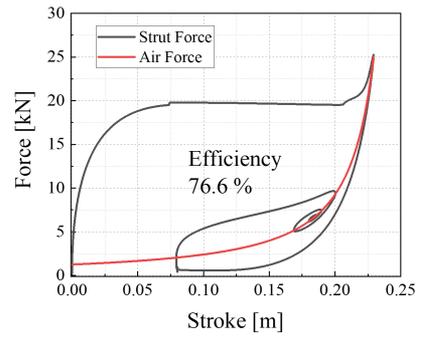


(b) Landing efficiency

Fig. 10 Sky hook control simulation

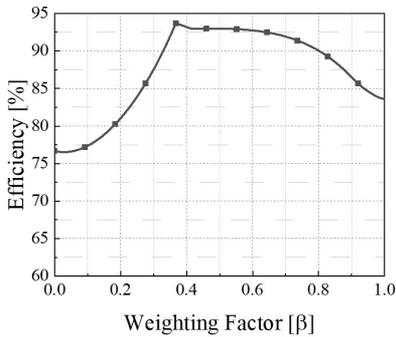


(a) Landing efficiency with respect to ground hook gain

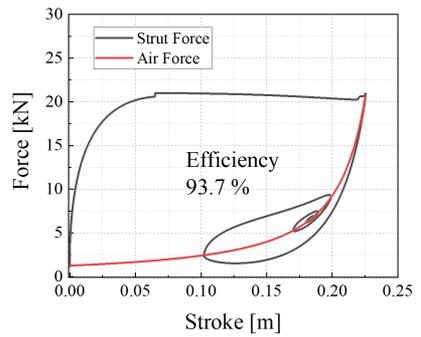


(b) Landing efficiency

Fig. 11 Ground hook control simulation



(a) Landing efficiency with respect to sky-ground hook weighting factor



(b) Landing efficiency

Fig. 12 Sky-ground hook control simulation

#### 4. 결 론

이 논문에서는 항공기용 MR 댐퍼와 2자유도 항공기 착륙장치를 수학적으로 모델링하였으며, FAR23 기준 착륙조건을 충족하기 위하여 3 m/s 착륙상황에 대한 착륙효율을 분석하였다. 또한 스카이-그라운드 후 제

어의 최적 계인 및 가중치를 확보하고, 스카이-그라운드 후 제어의 우수성을 입증하였다. 착륙 시뮬레이션을 통해 분석한 결과, 제어를 하지 않은 경우 착륙효율은 71.0%로 나타났으며, 스카이 후 제어를 적용한 경우 88.7%의 착륙효율을 갖는 것을 확인하였다. 또한 그라운드 후 제어를 적용한 경우 착륙효율은 76.6%

로 나타났으며, 스카이-그라운드 훅 제어를 적용한 경우 93.7%의 착륙효율을 갖는 것을 확인하였다. 결과적으로 스카이 훅 제어의 최대 댐핑력이 증가하는 효과와 그라운드 훅 제어의 효율곡선이 평평해지는 효과에 의해 스카이-그라운드 훅 제어에서 높은 착륙효율을 얻을 수 있었다. 추후 다양한 착륙 속도 및 노면 상황 등 다양한 착륙상황에 대한 최적 계인을 확보하여 스카이-그라운드 훅 제어기에 대한 적응형 제어기를 구축하고, 항공기 전 기체(full model)에 대한 다양한 착륙 상황에서의 착륙 및 택싱(taxiing) 시뮬레이션을 진행할 계획이다.

## 후 기

이 논문은 산업통상자원부의 항공우주 부품기술 개발사업 지원을 받아 수행된 연구이며, 이에 감사드립니다.

## References

- (1) Young, D. W., 1986, Aircraft Landing Gears - The Past, Present and Future, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Transport Engineering, Vol. 200, No. 2, pp. 75-92.
- (2) McGehee, J. R. and Carden, H. D., 1976, A Mathematical Model of an Active Control Landing Gear for Load Control During Impact and Roll-out, NASA Technical Note, NASA TN D-8080.
- (3) Yi, K., 1993, Semi-active Suspension System, Daehan Gigyehaghojeji, Vol. 33, No. 10, pp. 902-911.
- (4) Kim, B. K., Han, C. and Choi, S. B., 2018, Design and Analysis of MR Damper for Airplane Landing Gear, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 1, pp. 102-109.
- (5) Mikułowski, G. and Jankowski, Ł., 2009, Adaptive Landing Gear: Optimum Control Strategy and Potential for Improvement, Shock and Vibration, Vol. 16, No. 2, pp. 175-194.
- (6) Han, C., Kim, B. K. and Choi, S. B., 2018, Design of a New Magnetorheological Damper Based on Passive Oleo-pneumatic Landing Gear, Journal of Aircraft, Vol. 55, No. 6, pp. 2510-2520.
- (7) Choi, S. B. and Han, Y. M., 2012, Magnetorheological Fluid Technology: Applications in Vehicle Systems, Boca Raton, FL, CRC Press.
- (8) Choi, S. B., Lee, S. K. and Park, Y. P., 2001, A Hysteresis Model for the Field-dependent Damping Force of a Magnetorheological Damper, Journal of Sound Vibration, Vol. 245, No. 2, pp. 375-383.
- (9) Han, C., Shin, D. K., Shin, C. S. and Choi, S. B., 2017, Robust Vibration Control of Vehicle Seat Suspension System Using MR Damper, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 286-296.
- (10) Choi, S. B., Park, K. W. and Suh, M. S., 2002, Fuzzy Sky-ground Hook Control of a Tracked Vehicle Featuring Semi-active Electrorheological Suspension Units, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 124, No. 1, pp. 150-157.
- (11) Karnopp, D., Crosby, M. J. and Harwood, R. A., 1974, Vibration Control Using Semi-active Force Generators, Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 2, pp. 619-626.
- (12) Valášek, M., Novak, M., Šika, Z. and Vaculin, O., 1997, Extended Ground-hook - New Concept of Semi-active Control of Truck's Suspension, Vehicle System Dynamics, Vol. 27, No. 5-6, pp. 289-303.



**Seung-Bok Choi** received the B.S. degree in Mechanical Engineering from Inha University in 1979, MS degree and Ph.D. degrees from Michigan State University in 1986 and 1990, respectively. He is currently Dean of the Graduate School and fellow professor in Inha University. He is a fellow of NAEK (National Academy Engineering of Korea), KAST (The Korean Academy of Science and Technology). His research interests are robust controller design and control of various systems using smart actuators.

# 고급 세단 차량의 노면 가진 타이어 공명음 개선

## Reduction of Tire Cavity Noise in Luxury Cars

정 철 우<sup>†</sup> · 주 재 갑<sup>\*</sup> · 김 현 석<sup>\*</sup> · 박 헌<sup>\*</sup>  
Chulwoo Jung<sup>†</sup>, Jae Kap Joo<sup>\*</sup>, Hyeon Seok Kim<sup>\*</sup> and Hun Park<sup>\*</sup>

(Received January 15, 2019 ; Revised March 20, 2019 ; Accepted March 27, 2019)

**Key Words** : Road Noise(노면 소음), Tire Cavity Noise(타이어 공명음), Transfer Path Analysis(전달경로분석)

### ABSTRACT

The demand for lower levels of road noise in luxury cars has been increasing. Road noise often makes drivers and passengers uncomfortable during driving. Therefore, car makers have tried to reduce the noise. In this paper, the design changes in the chassis of luxury cars to reduce the tire cavity noise are presented. For noise reduction, a finite element model of the target vehicle is employed. First, the road noise is analyzed using the vehicle model. The analysis results efficiently capture the tire cavity noise. Next, the main load path for the tire cavity noise is found using the transfer path analysis. Based on the load path analysis, system level analysis is performed to acquire suggestions for improving the noise while saving computational cost. Finally, effective design changes are proposed to reduce the tire cavity noise. The effect of design refinement is confirmed by road noise analysis and tests.

### 1. 서 론

최근 자동차 판매량 분석 결과를 보면 고급 대형 세단의 판매가 증가하는 추세라는 것을 알 수 있다. 고급 대형 세단은 판매 가격이 높아 고객들의 소음진동(noise, vibration and harshness: NVH) 성능에 대한 기대가 크다. 특히 노면 소음(road noise)은 고객이 느끼는 쾌적함과 안락함에 영향을 주는 중요한 소음진동 성능이다<sup>(1)</sup>.

노면 소음은 주행 중 균일하지 못한 노면 상태에 의해 발생한다. 즉, 노면으로부터 차량에 전달되는 가진력이 노면 소음의 원인이다. 이 가진력은 타이어를 통

해 차량에 전달되는데, 타이어 특성과 노면 거칠기에 민감하고 전달 경로가 복잡해서 분석이 어렵다<sup>(2-6)</sup>. 또한 대형 세단에는 일반적으로 고인치 타이어가 적용되는데, 이 경우 노면과 타이어 접촉면이 넓어 노면 가진력이 크기 때문에 노면 소음에 불리하다. 이와 같이 고급 대형 세단은 노면 소음에 대해 여러 불리한 조건을 가지고 있지만, 노면 소음에 대한 고객의 기대 수준이 높아서 이를 만족시키기 위해서는 상당한 개발 비용이 요구된다.

노면 소음은 구조기인 소음(structure-borne noise)과 공기기인 소음(air-borne noise)으로 나눌 수 있다. 구조기인 소음은 500 Hz 이하에서 일반적으로 나타나는데, 주파수 대역 별로 부밍음, 공명음, 럼블음으로 구

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Hyundai Motor Company  
E-mail : chulwoo.jung@hyundai.com  
<sup>\*</sup> Hyundai Motor Company

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference.

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

분된다. 공명음은 주행 중 타이어 내부에 있는 공기가 노면에 의해 가진되어 발생하는데 일반적인 주행 속도 구간(60 kph ~ 100 kph)에서 고객이 쉽게 인지할 수 있다. 공명음을 개선하기 위한 방법으로 (1) 타이어 내부에 흡음재를 삽입하거나, (2) 차체 및 샤시 보강이나<sup>7)</sup> 샤시계에 댐퍼를 장착하거나<sup>8)</sup>, (3) 샤시계 마운팅의 부시를 튜닝하는 방법이 있다<sup>(8,9)</sup>. 하지만 타이어 내부에 흡음재를 장착하는 방법은 흡음재의 내구성 검증 문제와 타이어 제조 상의 어려움이 있고, 샤시계에 댐퍼를 장착하거나 부시를 튜닝하는 방법은 그 효과가 특정 주파수 영역에 국한되거나 다른 주파수 대역에 악영향을 줄 수 있다. 특히 부시 튜닝의 경우 주행 및 조향(ride and handling: R&H) 성능을 저하시킬 수 있는 단점이 있어 차량 성능에 최적화된 부시 특성을 찾기 위한 최적화 연구가 활발하게 이루어지고 있다<sup>(10,11)</sup>.

이 연구의 목적은 고급 대형 세단 개발 중에 발생한 공명음 문제를 해석적인 방법을 이용하여 개선하고, 도출된 개선안을 향후 개발되는 차량에 적용하는 것이다.

## 2. 본 론

### 2.1 노면 소음 문제 현상

최근 개발 중인 A 차량에서 공명음 문제가 발생하였다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이, A 차량의 경우 180 Hz에서 230 Hz 주파수 대역에 해당하는 공명음이 B 차량(A 차량 이전 세대 차량)과 경쟁차에 비해 최대 125% 수준(피크 주파수 210 Hz 기준)으로 불리하다. 공명음을 개선하기 위해서 차체 보강을 시도하였으나 A' 차량의 결과에서 볼 수 있듯이 개선이 이루어지지 않았다. 따라서 A 차량의 공명음을 저감하기 위한 개선안을 찾는 것이 필요한 상황이다.

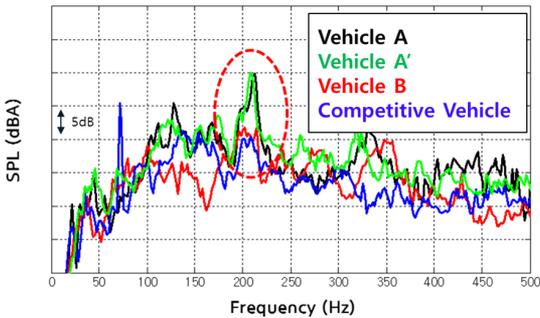


Fig. 1 Test results of road noise

### 2.2 해석을 통한 노면 소음 문제 확인

완성차 노면 소음 해석을 위해 Fig. 2와 같이 완성차의 유한요소 모델(finite element model)이 이용되었다. 완성차 유한요소 모델은 약 2천만개의 자유도(degree of freedom: DOF)를 가지고 있다. 완성차를 가진하기 위한 하중 데이터를 얻기 위해 실제 주행 조건에서 얻은 너클 가속도와 주성분 분석(principal component analysis: PCA)을 이용하였다. 여기서 얻은 하중 데이터를 휠 센터에 적용하고, NASTRAN을 이용하여 500 Hz 이하에서 실내 전석(오른쪽 귀 위치, front ear), 후석(후석 중앙 위치, rear ear)에서의 소음을 계산하였다. 소음 해석 결과 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 공명음 주파수 대역(180 Hz ~ 230 Hz)에서 소음 레벨이 높은 것을 알 수 있다. 특히 주파수 210 Hz 근방에 피크 주파수가 있는 것을 확인할 수 있다. 이는 Fig. 1에서 나타난 시험 결과와 동일한 것으로 완성차 해석을 통해 실제 공명음 문제 현상을 재현할 수 있다는 것을 확인하였다.

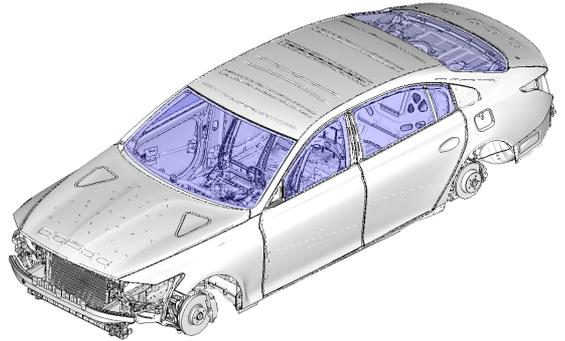
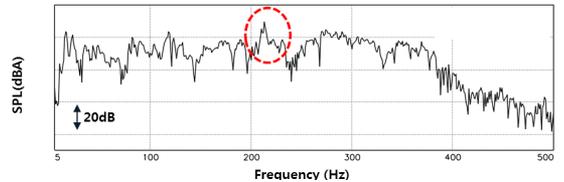
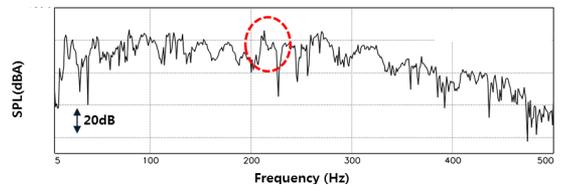


Fig. 2 Finite element model of target vehicle



(a) Front ear



(b) Rear ear

Fig. 3 Results of road noise analysis

### 2.3 노면 소음 원인 분석

공명음에 대한 하중 전달 경로를 파악하기 위해 전달경로분석(transfer path analysis: TPA)을 실시하였다. TPA 결과 전기모터 구동 파워 스티어링(motor-driven power steering: MDPS) 마운팅 부위가 공명음에 대해 기여도가 제일 큰 전달 경로인 것을 확인하였다. 공명음의 경우 일반적으로 프론트 사시계가 하중 전달의 주요 경로라는 것을 감안할 때, TPA 분석 결과는 신뢰할 만하다고 판단된다. MDPS는 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 프론트 서브프레임에 4점 마운팅되어 있는데, 스티어링 측(Fig. 4 우측) 2점은 볼트 체결 타입이고 그 반대편 2점은 부시 체결 타입으로 되어 있다.

실제 차량 거동을 확인하기 위해 주행 거동 형상(operating deflection shapes: ODS) 해석을 수행하였다. ODS 해석은 노면 소음 해석에서 나타난 공명음 피크 주파수인 210 Hz에 대해서 진행되었다. ODS 해석 결과 Fig. 5에서 보는 것과 같이 공명음 피크 주파수에서 MDPS와 프론트 서브프레임의 거동이 크게 발생하고 있는 것을 확인하였다. 이 거동은 프론트 서브프레임에 연결된 MDPS 좌측, 우측 마운팅 부위가 상하방향을 기준으로 서로 반대 위상을 가지고 움직이는 형상이다. 이는 일반적인 빔 형상 구조물의 2차 굽힘 모드와 유

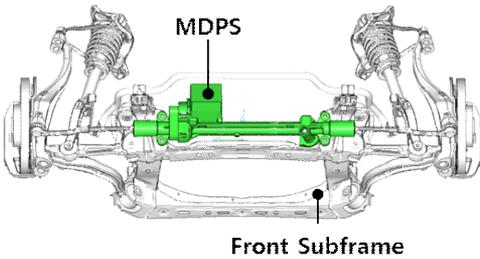


Fig. 4 Motor-driven power steering system

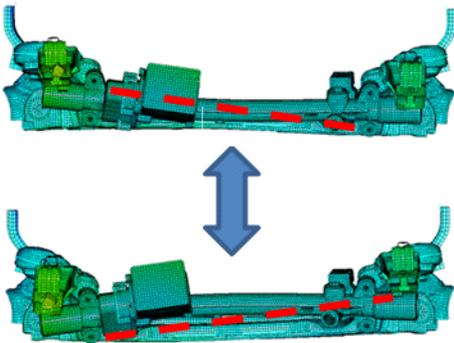


Fig. 5 Operating displacement of MDPS and front sub-frame at the frequency of tire cavity noise (210Hz)

사하다. 이와 같이 TPA 분석과 ODS 해석을 통해, 공명음 주파수 대역에서 발생하는 MDPS와 프론트 서브프레임의 거동이 공명음에 크게 기여하는 것을 확인할 수 있었다.

### 2.4 노면 소음 개선

완성차 공명음 문제를 개선하기 위해서 먼저 MDPS와 프론트 서브프레임으로 이루어진 시스템에 대한 해석을 실시하였다. 이후, 시스템의 공명음 주파수 대역 공진 모드를 확인하고 이를 개선하기 위한 방법을 제시하였다. 마지막으로, 개선 내용을 완성차 해석모델에 적용하였고 해석 및 시험을 통해 공명음 개선 효과를 검증하였다.

#### (1) 시스템 해석

완성차 노면 소음 해석에는 상당한 시간이 소요되기 때문에 효율성을 고려하여 시스템 단위에서 공명음 주파수 대역의 공진 모드를 먼저 확인하고 개선 해석을 진행하였다. 시스템은 Fig. 6에서 보는 것과 같이 MDPS와 프론트 서브프레임으로 구성되었다. 경계 조건은 프론트 서브프레임의 차체 마운팅 부위에 정의되었다. 시스템이 차체에 연결되어 있는 것과 동일한 조건을 부여하기 위해 프론트 서브프레임의 차체 마운팅 부위의 차체 강성을 계산하여 동일한 강성값을 가지는 스프링 요소를 적용하여 프론트 서브프레임의 차체 마운팅 부위를 모델링하였다.

시스템에 대한 주파수 응답 함수(frequency response function: FRF) 해석 결과(Fig. 7), 공명음 대역 주파수인 208.5 Hz에서 시스템의 공진 모드가 있는 것이 확인되었다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이, 이 시스템 모드는 Fig. 5에 나타난 완성차 상태에서의 거동과 동일한 2차 굽힘 모드이다.

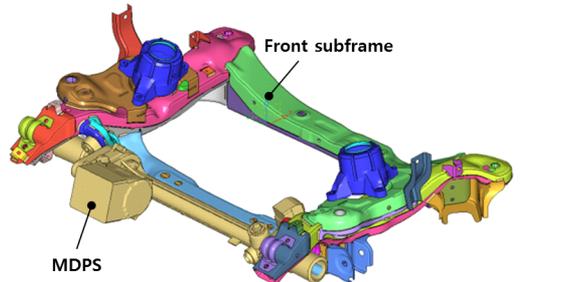


Fig. 6 FE model of MDPS and front subframe

시스템의 공명음 대역 공진 모드를 관찰해 보면 MDPS 마운팅 부위의 프론트 서브프레임 멤버가 꺾이는 것을 확인할 수 있다. 이는 프론트 서브프레임 멤버의 좌측, 우측 끝단 부위가 단면적이 부족한 꺾임에 취약한 구조이기 때문인 것으로 판단된다(Fig. 9 참고).

하지만 프론트 서브프레임 멤버의 취약 구조를 개선하는 것은 레이아웃 문제로 불가능하기 때문에 시스템의 공명음 대역 공진 모드 주파수를 공명음 주파수로부터 회피하기 위해서 다른 방법을 찾아야 했다.

(2) 시스템 개선 해석

완성차 해석 모델의 공명음 대역에서의 거동을 개선하기 위해서 시스템의 공명음 대역 모드 주파수를

공명음 주파수 대역 이외 다른 주파수 대역으로 이동시키는 방법이 필요하다. 이를 위해 다음과 같이 4가지 개선안이 제시되었다(Fig. 10 참고).

1. 모터 위치 이동
2. MDPS 마운팅 추가
3. MDPS 부시 마운팅 타입을 볼트 체결로 변경
4. 프론트 서브프레임 사이드 부위 보강

위 4가지 개선안을 모두 적용한 후 시스템 FRF 해석을 진행한 결과, Fig. 11에 나타난 것과 같이 공명음 주파수 대역의 공진 모드가 공명음 이외의 주파수 대역인 270.6 Hz으로 이동된 것을 확인할 수 있었다.

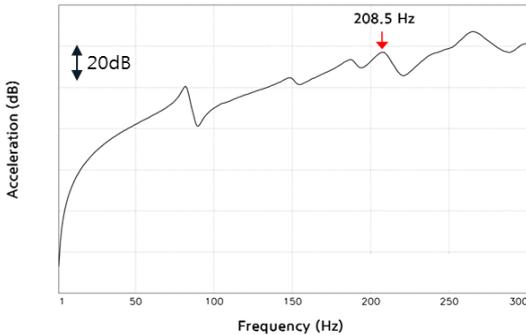


Fig. 7 Result of FRF analysis for MDPS and front sub-frame system

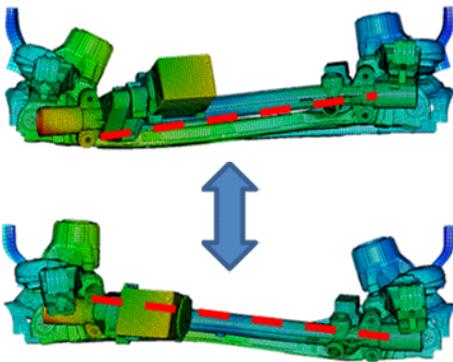


Fig. 8 System mode at cavity resonance frequency

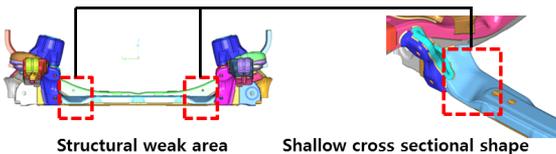
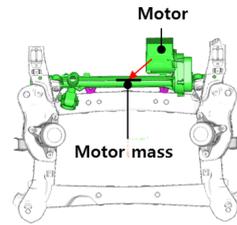
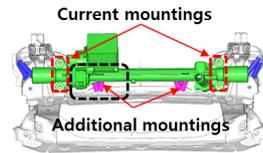


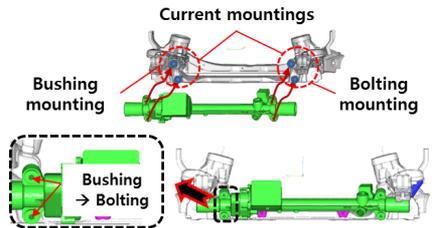
Fig. 9 Structural weakness of front subframe



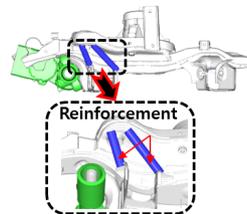
(a) Change of motor location



(b) Application of additional MDPS mountings



(c) Change of mounting type



(d) Reinforcement of front subframe

Fig. 10 System refinements

주파수 270.6 Hz에 존재하는 공진 모드를 확인한 결과, 개선 전 공명음 주파수 대역에 존재하던 공진 모드와 동일한 2차 굽힘 모드인 것을 확인할 수 있었다. 따라서 제시된 4가지 개선안을 적용할 경우 공명음이 개선될 수 있다고 예상할 수 있었다. 4가지 개선안에 대해 공명음 대역 공진모드 주파수의 개선 기여도를 분석한 결과 모터 위치를 이동시키는 안이 가장 기여도가 컸다. 그 이외 안들은 프론트 서브프레임 사이드 부위 보강, MDPS 부시 마운팅 타입 변경, MDPS 마운팅 추가 순으로 기여도가 있었다.

(3) 개선안 검증

MDPS와 프론트 서브프레임으로 이루어진 시스템에서 확인된 개선안을 완성차 모델에 적용하여 노면 소음 해석을 수행하였다. Fig. 12에서 나타난 것과 같이 공명음 대역에서 전석, 후석의 실내 소음이 1.5 dB(A)

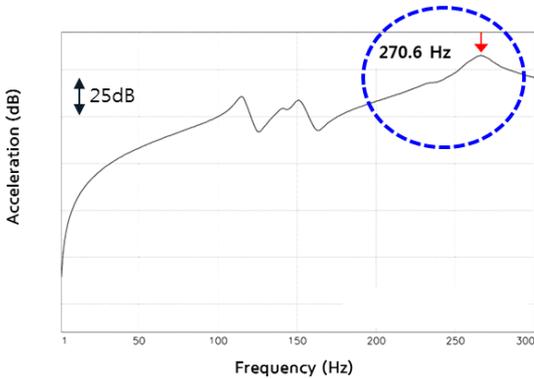


Fig. 11 Result of FRF analysis for improved system

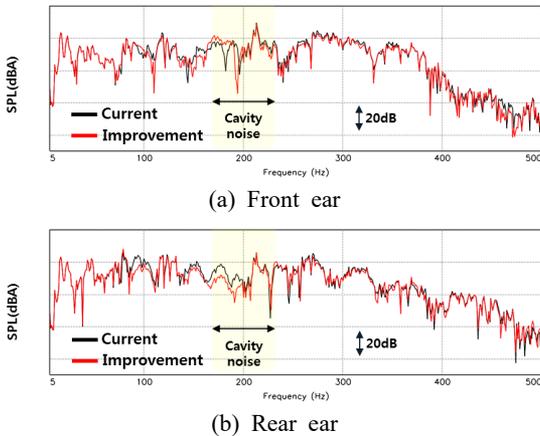


Fig. 12 Result of road noise analysis for the improved vehicle model

감소하는 것을 확인할 수 있었다.

제시된 개선안은 시험을 통해서 검증되었다. MDPS 중앙 부위에 마운팅을 추가한 경우 공명음이 2.7 dB(A) 개선되었는데, 이는 Fig. 10(b)에 표현된 MDPS 마운팅 추가와 동일한 것이다. 이를 통해 MDPS와 프론트 서브프레임을 더 강하게 체결하는 것이 공명음에 유리한 방향이라는 것을 알 수 있다.

설계 담당자와 협의를 통해 Fig. 10에서 제시된 개선안의 적용 가능성을 검토한 결과, MDPS 마운팅 추가를 제외한 나머지 개선안은 적용이 불가능하였다. MDPS 마운팅을 추가하는 개선안도 기존 마운팅에 마운팅 2점을 추가하는 것이 아니라, 하단 마운팅 2점을 중앙 부위로 이동하는 방안으로 변경되었다. 최종적으로 Fig. 13과 같이 MDPS 마운팅 타입에 대한 두 가지 개선안이 제시되었다. Case 1은 기존 마운팅 타입을 유지하고 하단 마운팅 2점을 센터 방향으로 이동하는 안이다. Case 2는 상단 마운팅 2점은 볼트 체결 방식, 하단 마운팅 2점은 부시 마운팅으로 변경하고 하단 마운팅 2점을 센터 방향으로 이동시킨 것이다. 시스템 단위 해석 결과, case 1의 경우 공진 모드 주파수 이동량이 커서 공명음 주파수 대역에 공진 모드가 존재하지 않는 반면에 case 2의 경우 공진 모드 주파수 이

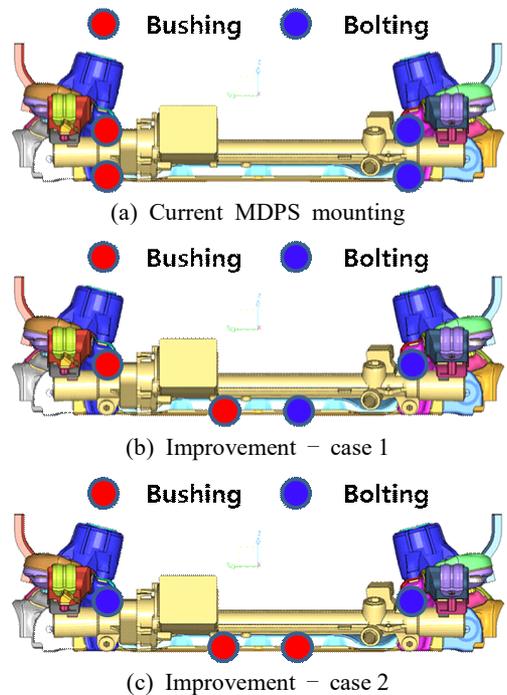


Fig. 13 Improvement of MDPS mounting

동량이 크지 않아 공명음 주파수 대역에 시스템 공진 모드가 존재하였다. 시스템 해석 결과를 토대로, case 1 이 개선안으로 최종 선택되었다. Case 1 방식을 완성차 모델에 적용하여 노면 소음 해석을 수행한 결과 전석과 후석에서 공명음이 0.5 dB(A) 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 이 결과를 통해, case 1 방식이 실제 차량에서 공명음 개선에 효과가 있을 것으로 판단하였고 설계 도면에 최종 반영되었다.

### 3. 결 론

완성차 유한요소 모델을 이용하여 고급 대형 세단에서 문제가 된 공명음 문제에 대한 개선안을 제시하였다. 이를 위해,

- (1) 완성차 유한요소 모델을 이용한 노면 소음 해석을 통해 공명음 문제 현상을 확인하였다.
- (2) TPA 분석과 ODS 해석을 통해 공명음 주파수 대역의 MDPS와 프런트 서브프레임의 공진 모드가 공명음에 영향을 미치는 것을 확인하였고 시스템 분석을 통해 개선안을 도출하였다.
- (3) 완성차에 개선안을 적용하여 노면 소음 해석을 수행한 결과 공명음 수준이 향상되는 것을 확인하였고 설계 적용 가능한 안을 도출하였다.
- (4) 해석을 통해 설계 적용이 가능한 최적안을 제시하였고 이는 설계 도면에 최종 반영되었다.
- (5) 향후 동일한 시스템을 적용하는 차량에 대해서 이 논문에서 제안한 개선안이 적용될 예정이다.

### References

(1) Kim, T.-G., Kim, S.-J., Lee, S.-K., Park, D.-C. and Lee, K.-H., 2009, Research for High Sound Quality for a Passenger Car, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 11, pp. 1158~1166.

(2) Kook, H.-S., Kim, H.-G., Nam, K.-U. and Ih, K.-D., 2017, Correlation of Road Noise with Road Roughness, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 7, pp. 870~876.

(3) Kang, H.-S., Kim, K.-H. and Lee, S.-K., 2012, Tire-Vehicle Matching Study for Road Noise, Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, pp. 305~306.

(4) Lee, T.-K., Kim, B.-S. and Lee, D.-H., 2010, The Effects of Road Noise for Frequency Range Due to Change the Tread Hardness of the Tire, Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, pp. 694~695.

(5) Lee, M.-S., Lim, J.-M., Park, S.-Y. and Park, D.-C., 2010, A Study on Tire Characteristic Test Method Related with Road Noise, Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, pp. 704~705.

(6) Park, S.-G., Kang, K.-H., Hwang, S.-W., Oh, K.-S., Rho, K.-H. and Oh, J.-E., 2008, Transfer Path Analysis and Interior Noise Estimation of the Road Noise Using Multi-dimensional Spectral Analysis Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 11, pp. 1206~1212.

(7) Lee, M.-S., Lim, J.-M., Lee, C., Baik, H.-S. and Hwang, C., 2013, A Study on Shapes of CTBA for Road Noise Reduction, Proceedings of KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 600~604.

(8) Lim, J.-M., Lee, M.-S., Lee, B.-H. and Lee, M.-S., 2012, Improvement of a Road Noise for a Medium Size Vehicle, Proceedings of the Korean Society of Automotive Engineers Annual Spring Conference, pp. 1158~1164.

(9) Park, D.-C., Kim, J.-K., Park, H., Lim, J.-M. and Park, S.-Y., 2010, The Improvement of Road Noise Using CAE/CAT Method, Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, pp. 119~120.

(10) Jung, C., Kim, H.-S., Oh, H., Hwang, K.-H. and Park, H., 2017, Optimization of Bushing Stiffness Using Numerical Approximation Model to Improve Automotive NVH Performance, SAE Technical Paper 2017-01-1804.

(11) Uhm, H.-Y., Joo, J.-K., Hwang, K.-H. and Park, H., 2018, An Optimization Study of Stiffness of Rubber Bushings for Reducing Road Noise, Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference, p. 137.



**Chulwoo Jung** is currently an NVH CAE engineer at Hyundai Motor Company. His research interest is how to efficiently reduce vehicle noise and nicely design vehicle sound. He graduated with Ph.D. from the mechanical engineering department at the University of Michigan.

# 연속사용 금지범위 통과 시 추진축계의 과도 비틀림 진동 해석

## Transient Torsional Vibration Analysis of Marine Propulsion Shafting System Passing through Barred Speed Range

이 효 성\* · 김 도 중† · 강 옥 현\*\*  
Hyoseong Lee\*, Dojoong Kim† and Okhyun Kang\*\*

(Received January 15, 2019 ; Revised March 20, 2019 ; Accepted March 26, 2019)

**Key Words** : Barred Speed Range(연속사용 금지범위), Transient Torsional Vibration(과도 비틀림 진동)

### ABSTRACT

To analyze the transient torsional vibration of the propulsion shafting system in the barred speed range (BSR), a method to analyze the non-periodic load condition in the time domain instead of the existing frequency domain analysis is applied. In this paper, the average excitation torque of the engine during acceleration is estimated by the proportional integral controller, whose gains are adjusted by the result of ship acceleration test. The fluctuating excitation torque is calculated using the torque harmonics provided by the engine manufacturer. The test results of the torsional vibration in the BSR are compared with the simulation results performed using varying system damping and bollard resistance.

### 1. 서 론

최근 환경 규제에 의해 초장행정 적용, 저속 운전, 엔진 정격조정이 적용된 신형 엔진이 개발되면서 연속 사용 금지범위 통과 시 증속이 지연되는 현상이 관찰되었다. 조선업계의 입장에서 이 구간에 증속 지연 현상이 발생하면 추진축계의 피로 수명에 대한 추가적인 검증이 필요하게 되므로, 이를 설계 단계에서 판단할 필요가 있다. 과도 비틀림 진동에 대한 연구는 1960년대 동기 모터의 시동 중 발생하는 펄스토크 현상에 대한 연구로부터 시작되었으며<sup>(1)</sup>, 최근 이돈출 등은 저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림 진동에 대한 이론적인 해석을 수행하여 이를 정상상태 해석 결과와 최대 응답

토크의 크기를 비교한 바 있다<sup>(2)</sup>. 또한 이돈출 등은 계측된 연속사용 금지범위 통과 시간과 비틀림 응력을 이용하여 축계의 피로수명을 평가한바 있다<sup>(3)</sup>. 하지만 아직까지 연속사용 금지범위에서의 증속 상황을 시뮬레이션하는 연구는 진행된 바 없다. 따라서 이 논문에서는 MAN(Man Energy Solution)사의 G-type 엔진이 적용된 선박의 연속사용 금지범위 통과 시 증속 조건에서 과도 비틀림 진동 해석을 수행하고, 그 결과를 실제 선박의 시운전 시에 계측한 결과와 비교하여 설계 단계에서 선박의 연속사용 금지범위 통과 시간을 예측하는 시뮬레이터를 개발하였다.

또한 계산된 연속사용 금지범위의 통과 시간을 이용하여 증속 시 추진축계에 부과되는 비틀림 응력을 계산하였는데, 이는 향후 선급 규정에 의거한 축계의 피로수

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Ulsan University

E-mail : djkim@ulsan.ac.kr

\* Department of Heavy Industry Convergence Technology Engineering, Ulsan University

\*\* Hyundai Heavy Industries

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference.

‡ Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

명 평가에 사용될 수 있다.

## 2. 추진축계 과도 비틀림 진동 해석

### 2.1 계측 데이터 정규화

이 연구에서는 MAN 사의 G-type 엔진이 탑재된 선박에 대하여 해석을 수행하였다. 해석에 앞서 동종 엔진이 적용된 선박의 실제 계측 데이터를 정규화하여 연속사용 금지범위 통과 시 이들이 동일한 패턴으로 증속하는지 살펴볼 필요가 있다. 따라서 실제 계측 데이터를 정규화하여 그 패턴을 살펴보았다. Fig. 1은 선박이 정지속도부터 연속사용 금지범위를 통과하여 최대 정격속도(maximum continuous rating, MCR)까지 도달하는 과정을 보여주고 있다. 정규화에 사용된 수식은 식 (1)과 식 (2)와 같다. 정규화한 계측 데이터를 Fig. 2에 나타내었고, 그림을 살펴보면 연속사용 금지범위인 [0~1] 구간에서 선박 세 척의 증속 패턴이 유사함을 확인할 수 있다. 따라서 이 연구에서는 증속 패턴의 유사함이 검증된 선박 세 척의 선박 중 한 척을 선택하여 해석 코드를 작성하고, 이를 나머지 두 척의 선박에 적용하여 정확도를 검증하였다.

$$\text{Normalized Time} = \frac{t_{\text{measure}} - t_{\text{low}}}{t_{\text{high}} - t_{\text{low}}} \quad (1)$$

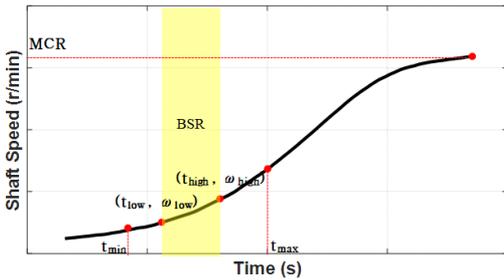


Fig. 1 Data used for normalization

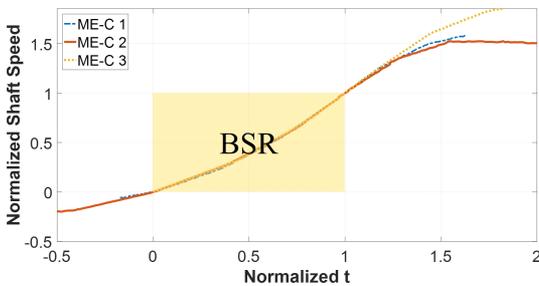


Fig. 2 Normalized shaft speed data

$$\text{Normalized Speed} = \frac{\omega_{\text{measure}} - \omega_{\text{low}}}{\omega_{\text{high}} - \omega_{\text{low}}} \quad (2)$$

여기서,

$t_{\text{measure}}, \omega_{\text{measure}}$  = 실제 계측한 시간 및 축 각속도 데이터

### 2.2 비틀림 진동 해석 모델

Fig. 3에 해석 대상 선박의 추진축계 개략도를 나타내었다. 좌측부터 주 기관(main engine)과 중간축, 프로펠러축, 그리고 프로펠러가 부착되어 있으며 그 외 터닝 휠, 플렌지 등이 부착되어 있다. 일반적으로 축계의 비틀림 진동을 해석할 때에는 유한요소 해석법과 집중질량 해석법 등을 사용하나, 선박의 추진축계에서 발생하는 비틀림 진동은 30 Hz미만의 저주파 영역이므로 집중질량 해석법을 통해서도 충분히 실제 상황을 시뮬레이션할 수 있다. 따라서 이 논문에서는 해석 대상 선박의 추진축계를 동역학적으로 등가인 집중질량으로 치환하여 해석 모델을 구성하였다. 이에 대한 상세 제원은 주 기관과 프로펠러에 대해 구분하여 각각 Table 1과 Table 2에 주어졌으며, 집중질량 모델은 Fig. 4에 나타내었다. 이에 대한 운동 방정식은 식 (3)과 같이 표현

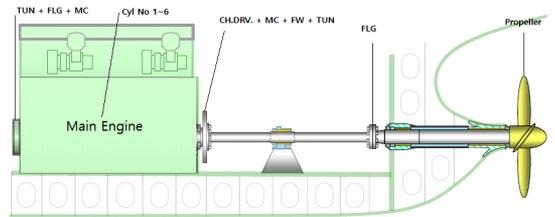


Fig. 3 Ship's shafting system

Table 1 Specification of main engine

Dimension	
Type	6G60ME-C
Maximum continuous speed	94.8 r/min
Maximum continuous output	7820 kW
Bore	600 mm
Stroke	2500 mm
Connecting rod	2500 mm
Oscillating mass	3121 kg/cyl
Cylinder no.	6
Firing order	1-6-2-4-3-5

되며, 연속사용 금지범위 통과 시와 같은 비주기적인 하중을 받을 때에 대한 해석을 위해 상태 공간식으로 변환하여 시간 영역에서 해석을 수행하였다.

$$J\ddot{\theta} + C_t\dot{\theta} + K_t\theta = T \tag{3}$$

여기서,

- $J$  = 관성 모멘트 행렬
- $C_t$  = 비틀림 감쇠 행렬
- $K_t$  = 비틀림 강성 행렬
- $\theta$  = 각 변위 벡터
- $T$  = 기진력 벡터

식 (3)에 관성 행렬의 역행렬을 곱해주면 식 (4)와 같이 나타난다.

$$\ddot{\theta} + J^{-1}C_t\dot{\theta} + J^{-1}K_t\theta = J^{-1}Bu \tag{4}$$

여기서,

- $B$  = 기진력의 작용위치를 나타내는 벡터
- $u$  = 기진력의 크기를 나타내는 벡터
- 각 변위 벡터의 1차 미분과 2차 미분을 상태 변수  $X$ 로

나타내면 식 (5)와 같다.

$$\theta_1 = \dot{\theta}, \quad \theta_2 = \theta, \quad X = \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} \tag{5}$$

식 (4)를 상태변수  $X$ 로 표현하면 식 (6)과 같으며, 최종적으로 식 (7)의 상태-공간식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} J^{-1}C_t & J^{-1}K_t \\ -1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} J^{-1}B \\ 0 \end{Bmatrix} u \tag{6}$$

$$\dot{X} = AX + B^* \cdot u \tag{7}$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} -J^{-1}C_t & -J^{-1}K_t \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B^* = \begin{Bmatrix} J^{-1}B \\ 0 \end{Bmatrix}$$

또한, 계가 임의의 순간( $t_0$ )부터 미소시간( $\Delta t$ )이 지난 후의 상태를 나타내기 위하여 Taylor 급수 전개 를 하면 식 (8)과 같이 단순하게 표현이 가능하다.

$$\theta(t + \Delta t) \approx \theta(t) + \Delta t \cdot \dot{\theta}(t) \tag{8}$$

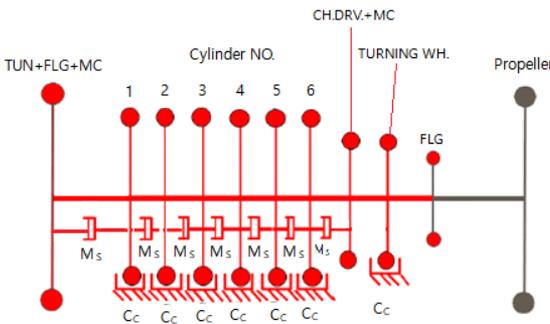
식 (7)을 식 (8)에 대입하면 식 (9)와 같은 이산 상태-공간식 (discrete state-space equation)을 유도할 수 있고, 계의 시간 응답을 구할 수 있다.

$$X(k+1) = DA \cdot X(k) + DB \cdot u(k) \tag{9}$$

여기서,  $DA = 1 + A \cdot dt$ ,  $DB = B^* \cdot dt$

**Table 2** Specification of propeller

Dimension	
Type	Fixed pitch propeller (FPP)
Diameter	6.5 m
Number of propeller	1 EA
Number of blade	4 EA
Mass moment of inertia in water	41 415 kg·m <sup>2</sup>
Diameter of intermediate shaft	445 mm
Diameter of propeller shaft	490 mm



**Fig. 4** Lumped mass model for torsional vibration analysis

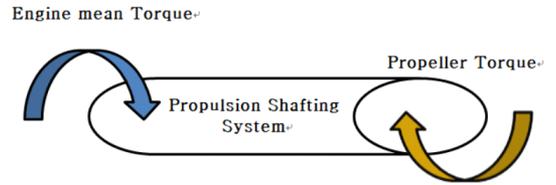
### 2.3 프로펠러 감쇠

감쇠의 경우, 추진축계에 작용하는 기타 감쇠에 비해 프로펠러 감쇠가 상대적으로 매우 크기 때문에 이 논문에서는 질점에 직접 작용하는 마찰감쇠와 질점 사이에 작용하는 히스테리시스 감쇠를 무시하고 프로펠러 감쇠만을 적용하여 해석을 수행하였다. 평균 성분인 축 회전속도 계산 시 프로펠러 토크는 DNVGL 선급에서 제시한대로 Fig. 5의 검은색 실선과 같이 3% ~ 5%의 LRM(light running margin)과 15% ~ 20%의 BPM(bollard pull margin) 사이에서 정의하였으며<sup>(4)</sup>, 변동 성분인 비틀림 변동 응력 계산시에 감쇠계수와 감쇠비는 Fig. 6과 같이 MAN사에서 권장한 방법대로 MCR의 50% 미만에서는 감쇠비가 0%부터 5.5%까지 선형 증가하고 그 이후부터는 감쇠비가 5.5%로 고정되는 방법을 적용하였다<sup>(5)</sup>.

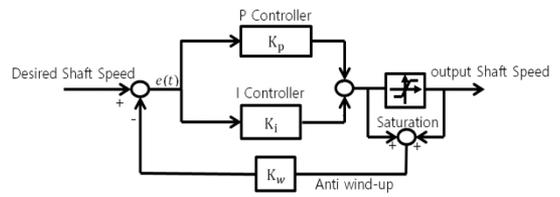
**2.4 엔진 평균 기진력**

이 논문에서 해석 대상 선박은 전자제어 엔진인 G-type ME-C 엔진을 적용한 선박이다. 일반적으로 선박 엔진의 경우 항해 중 수시로 변화하는 외부 환경 요인에 대해 엔진의 기진력을 제어한다. 따라서 이 논문에서는 선박의 연속사용 금지범위 통과 시 엔진의 기진력을 추정하기 위하여 PI(proportional integral)제어기를 설계하여 해석을 수행하였다. 이 때 Fig. 4와 같이 다자유도계의 추진축계에서 엔진 기진력을 추정하기에는 가관측성(observability) 측면에서 비효율적이므로, 추진축계를 1자유도계의 단일 질량계로 치환하여 해석을 수행하였다. 해당하는 단일질량 모델은 Fig. 7에 나타나 있으며, 엔진 평균 기진력의 패턴은 엔진 제작사에서 제시한 문헌과 같이 계단 모양으로 적용하였다<sup>6)</sup>. 또한, 제어기 내에서 적분(I) 제어기의 포화를 방지하기 위하여 anti-windup을 추가하였으며, 이에 대한 블록 다이어그램을 Fig. 8에 나타내었다. 게인 변수 2개(P, I)에 대하여 1/1000단위로 전수 조사(exhaustive search)를 통하여 계측치와 유사한 결과가 나오는 값을 취하였다. 비례제어 게인은 0.0037, 적분제어 게인으로는 0.0030을 취하였다. 게인 변수에 대한 변화 양상을 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 최적의 게인 변수를 적용하였을 때의 결과와 이 때의 엔진 기진력 평균 값을 각각 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다.

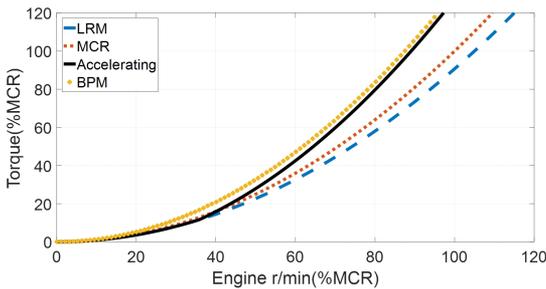
실제 선박의 시운전 시에는 해상 상황에 따라 DNVGL에서 정의한 프로펠러 토크와 다른 토크가 작용할 수 있다. 이를 관찰하기 위하여 LRM과 BPM을 조절하여 여러 가지 프로펠러 토크를 임의로 정의하여 그 때의 선박 증속 경향을 관찰해 보았다. Light running이란, 선박이 운항할 때 깨끗한 선체와 잔잔하고 깊은 바다에서 운항할 때의 상태를 말하며 sea trial condition이라고 한다. 따라서 LRM 값이 클수록 프로펠러 토크의 크기는 작아진다. BPM은 LRM과 반대의 의미로서 이



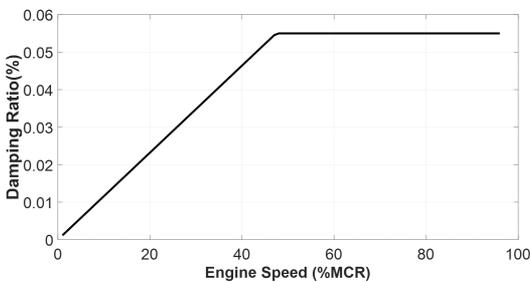
**Fig. 7** 1 degree of freedom acceleration model



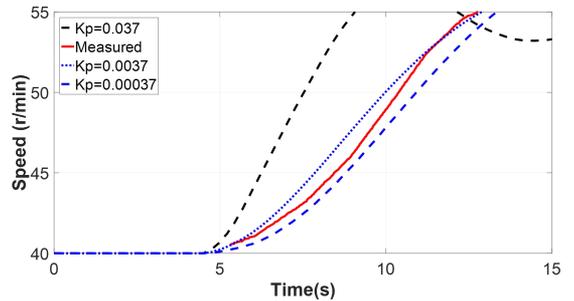
**Fig. 8** Block diagram of PI controller with anti-windup



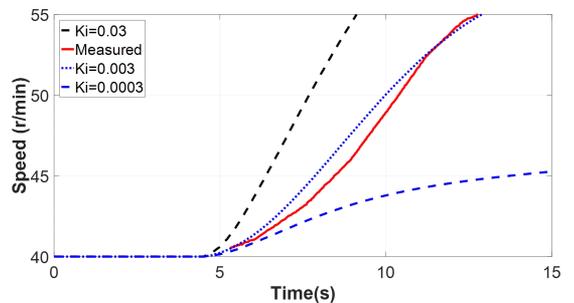
**Fig. 5** Propeller torque recommended by DNVGL



**Fig. 6** Propeller damping ratio recommended by MAN



**Fig. 9** P gain control



**Fig. 10** I gain control

값이 커질수록 프로펠러 토크의 값도 커진다. Propeller torque 1은 해석 코드 내에서 프로펠러 토크를 정의할 때 증속 전까지 LRM 7%의 커브를 따르며 증속 시점부터 BPM 0%, 즉 공칭 프로펠러 토크를 따라가도록 했을 때의 프로펠러 토크를 의미한다. 이는 증속 시점 전까지 파도가 없고 충분히 깊은 바다를 운항할 때의 프로펠러 토크에 대응된다고 알려져 있다. Propeller torque 2는 같은 방법으로 LRM 5%, BPM 18.5%를 적용한 결과이며, 이는 DNVGL에서 정의한 일반적인 증속 조건에서의 토크를 나타낸다. Propeller torque 3은 LRM 0%, BPM 20%를 적용한 결과로서 황천(荒天)조건일 때의 프로펠러 토크이다<sup>(7)</sup>. 이 세 가지의 프로펠러 토크는 Fig. 7의 우측과 같이 1자유도계로 치환된 축계에 엔진 기진력과 반대 방향으로 작용한다. 계산 시 식 (3)의 우변 항에 적용된다. LRM, BPM에 따라 변화하는 프로펠러 토크를 Fig. 13에 나타내었으며, 이때의 선박의 증속 패턴을 Fig. 14에 나타내었다. LRM이 크고 BPM이 작을수록 연속사용 금지범위의 통과시간이 짧아지는 것을 확인할 수 있다. LRM과 BPM을 적절히 조절하면 다양한 조건의 선박 운항 환경에 따른 프로펠러 저항을 모사할 수 있으며, 환경조건에 따른 연속사용 금지범위 통과시간을 추정할 수 있다.

해석 대상 호선을 기준으로 작성된 해석 코드를 나머지 두 척의 호선에 적용하여 얻은 시뮬레이션 결과를 실제 계측 데이터와 비교하여 Fig. 15와 Fig. 16에 나타

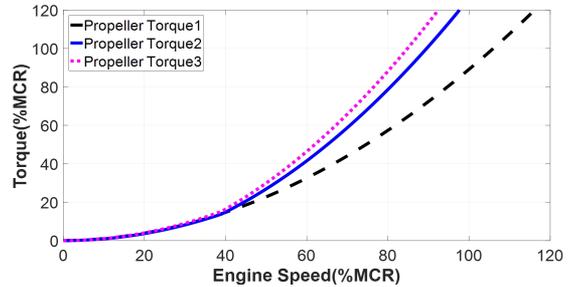


Fig. 13 Propeller torque according to external environment factors

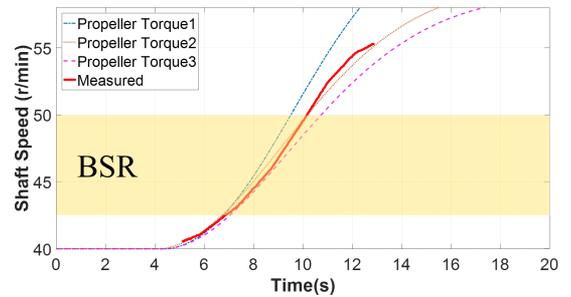


Fig. 14 BSR passing time according to propeller torques

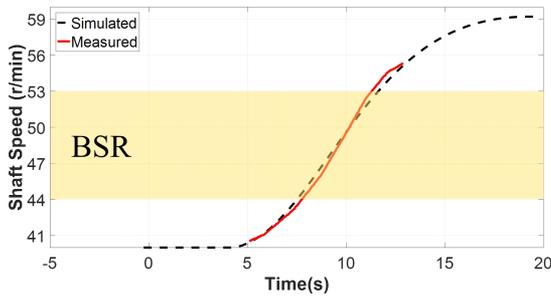


Fig. 11 Simulation result of shaft speed (ship no. 1)

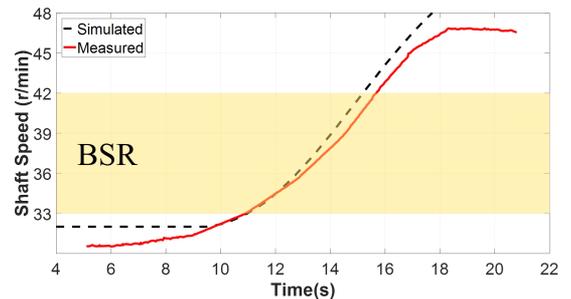


Fig. 15 Simulation result of shaft speed (ship no. 2)

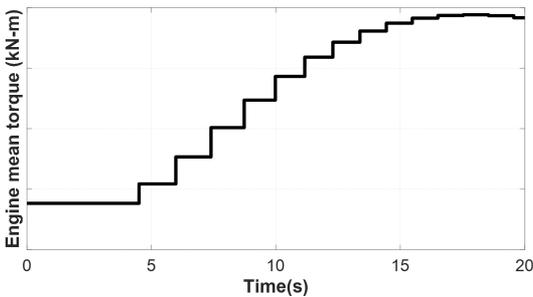


Fig. 12 Simulation result of engine mean torque (cylinder no. 1)

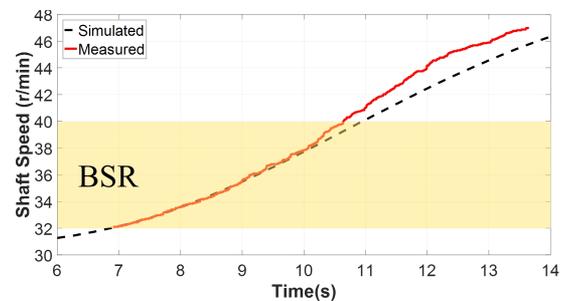


Fig. 16 Simulation result of shaft speed (ship no. 3)

내었다. 연속사용 금지범위 통과시간 측면에서 다소 차이가 있으나, 전체적으로 유사한 증속 패턴을 보이고 있는 것을 확인하였다.

**2.5 엔진 변동 기진력**

주 기관의 변동 기진력으로는 실린더 내부 폭발에 기인한 기진력과 관성에 의한 기진력을 고려한다. 두 기진력은 각각 식 (10)과 식 (11)에 나타내었으며 MCR에서 폭발 기진력과 관성 기진력을 각각 Fig. 17과 Fig. 18에 나타내었다.

$$T = Fr \sin \omega t (1 + \lambda \cos \omega t)$$

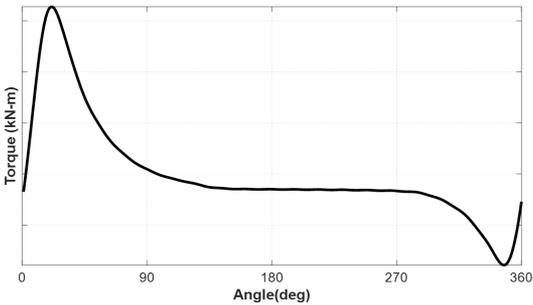
$$= Fr \left( \sin \omega t + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \omega t \right) \tag{10}$$

$$T_i = M_{rec} r^2 \omega^2 \left( \begin{array}{l} \frac{\lambda}{4} \sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2 \omega t \\ - \frac{3 \lambda}{4} \sin 3 \omega t - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4 \omega t \end{array} \right) \tag{11}$$

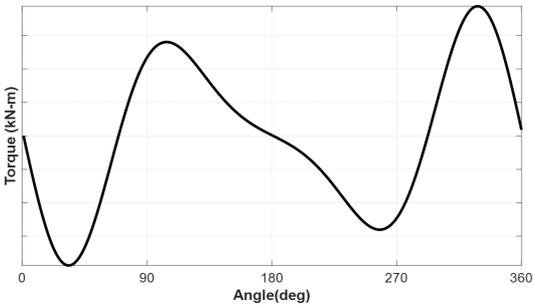
엔진 제작사에서는 엔진의 회전 속도에 따라 실린더 내의 평균유효압력(mean effective pressure)을 정의하였으며, 또 이에 대한 토크 하모닉스를 제공하였다. 이 논문에서는 엔진 제작사에서 제시한 토크 하모닉스를

토크로 변환하여 2.4절에서 시뮬레이션을 통해 얻은 엔진 회전수에 대하여 적용하였다. 또한 엔진의 기진력은 크랭크 1회전 당 1회 작용하므로 해석 코드 내에서 이를 적용하였고 결과를 Fig. 19와 Fig. 20에 각각 나타내었다.

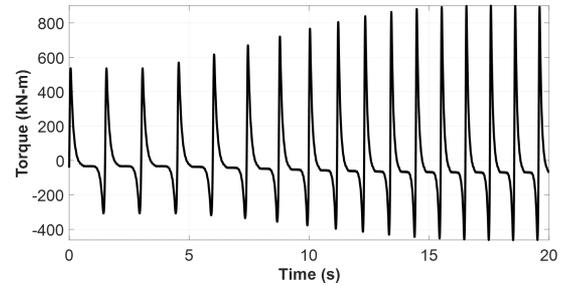
엔진의 변동 기진력 성분을 적용하여 과도 비틀림 진동 해석을 수행한 결과를 Fig. 21에 나타내었고, 이를 이용하여 비틀림 변동 응력의 측면에서 관찰한 결과를 Fig. 22에 나타내었다. 실제 계측 결과보다 시뮬레이션 결과가 공진 영역에서 다소 낮은 비틀림 변동 응력을 나타내는 것을 확인하였다. 프로펠러의 감쇠에 대한 문헌에서 기존에 적용하는 감쇠비의 70%~80%를 적용하는 것이 실제와 가장 유사한 결과를 나타낸다는 보



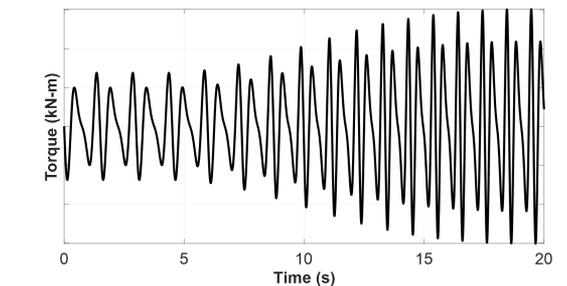
**Fig. 17** Engine gas torque at MCR (cylinder no. 1)



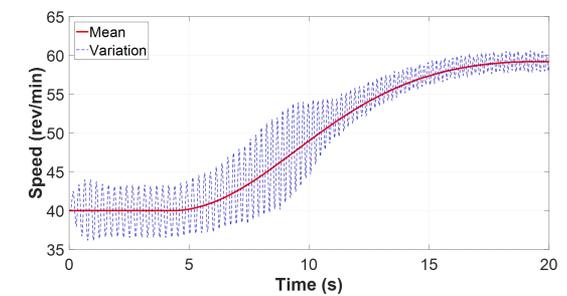
**Fig. 18** Oscillating inertia torque at MCR (cylinder no. 1)



**Fig. 19** Torque of gas pressure corresponding to time (cylinder no. 1)



**Fig. 20** Inertia torque of piston corresponding to time (cylinder no. 1)



**Fig. 21** Shaft speed variation (variable & mean value)

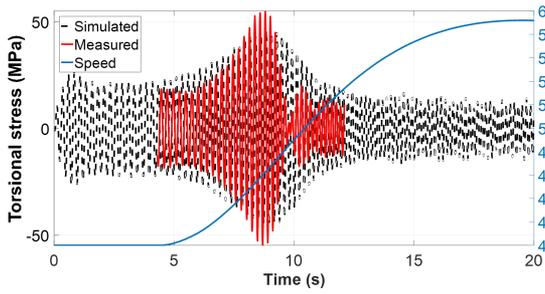


Fig. 22 Simulation result of torsional stress (propeller damping ratio 5.5 %, propeller torque 2)

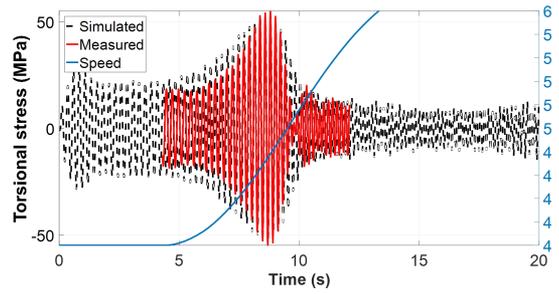


Fig. 25 Simulation result of torsional stress (propeller damping ratio 4.4 %, propeller torque 1)

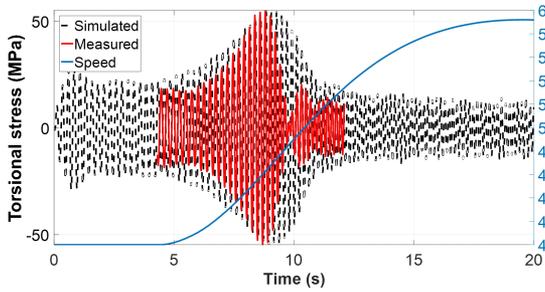


Fig. 23 Simulation result of torsional stress (propeller damping ratio 4.4 %, propeller torque 2)

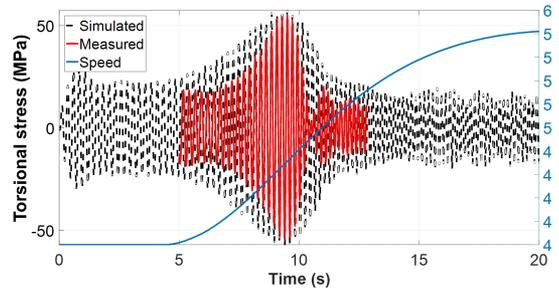


Fig. 26 Simulation result of torsional stress (propeller damping ratio 4.4 %, propeller torque 3)

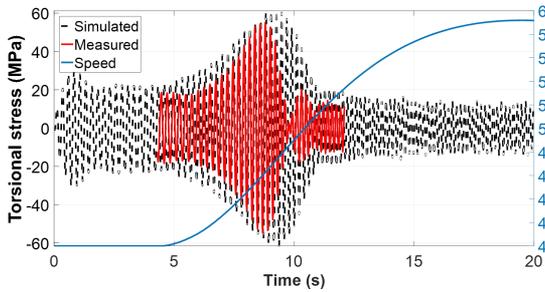


Fig. 24 Simulation result of torsional stress (propeller damping ratio 3.85 %, propeller torque 2)

고가 있으므로<sup>(8)</sup>, 이를 적용하여 Fig. 23과 Fig. 24에 나타내었다. 결과를 살펴보면 해석 대상 호선에서는 기존 감쇠비(5.5%)의 80%인 4.4%의 감쇠비를 적용했을 때 실제에 가까운 시뮬레이션 결과를 확인할 수 있었다.

비틀림 변동 응력에 미치는 엔진 기진력의 영향을 확인하기 위하여 Fig. 23과 같이 감쇠비를 4.4%로 두고 프로펠러 토크에 따른 변화 양상을 살펴보았다. Fig. 25의 경우 propeller torque 1과 감쇠비 4.4%를 적용했을 때의 결과이며, Fig. 26의 경우 감쇠비 4.4%와 propeller torque 3을 적용했을 때의 결과이다.

결과를 살펴보면 Fig. 25와 같이 기존 감쇠비의 80% (damping ratio 4.4%)를 적용하고, 부하가 가장 적은

때의 프로펠러 토크를 적용하였을 때가 실제 계측 결과와 유사한 것을 확인할 수 있다. 같은 조건으로 동종 엔진이 적용된 두 척의 선박에 대한 해석을 수행하고 그 결과를 Fig. 27과 Fig. 28에 나타내었다. 그 결과, 전반적인 경향은 일치하였으나 비틀림 변동 응력의 크기에서 다소 차이가 나는 것을 확인할 수 있다. 특히 공진점 전과 후보다 공진점 부근에서의 차이가 상대적으로 크게 나타났으며, 이는 감쇠의 영향이 지배적인 것으로 판단된다. 선박의 운항 중에 추진축계에 작용하는 감쇠는 선박의 크기와 모양, 비틀림 댐퍼의 유무, 시운전 시 해상상태 등에 따라 변화하는 부분이며 이에 대한 정확한 예측은 어렵다. 따라서 추후 다수의 실제 계측 결과를 확보하여 선박의 운항 시 운항 조건에 따른 감쇠비 적용에 대한 방법을 정립할 필요가 있다.

해석 결과의 정확도를 알아보기 위하여 연속사용 금지범위를 통과할 때에 소요되는 시간과 비틀림 응력의 최대치를 비교하여 Table 3에 나타내었다. 각 수치는 선박1을 기준으로 튜닝된 해석코드를 사용하여 얻은 결과이다. 해석 결과 전반적인 경향은 일치하나, 선박에 따라 실제 계측결과와 다소 차이가 나는 것을 확인하였다. 이는 시운전 시의 환경조건을 각기 다르기 때문으로 추정되며, 보다 많은 계측자료가 축적된다면 개

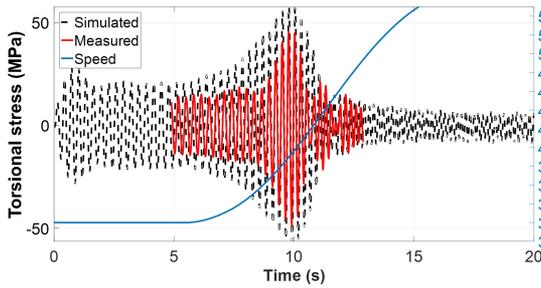


Fig. 27 Simulation result of torsional stress (ship no. 2, propeller damping ratio 4.4 %, propeller torque 1)

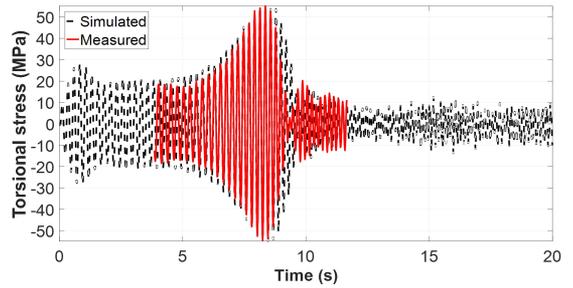


Fig. 29 Simulation result of torsional stress (ship no. 1, propeller damping ratio 3.4 %, LRM 40 %, BPM 5 %)

### 3. 결론

이 연구에서는 MAN사의 G-type ME-C 엔진이 탑재된 선박의 연속사용 금지범위 통과 시 과도 비틀림 진동 해석을 수행하였다. 수치해석 모델로 11자유도~12자유도의 집중 질량 모델을 사용하였고 해석은 시간영역에서 이루어졌으며, 이 연구를 통해 얻은 결론은 아래와 같다.

(1) G-type 엔진이 적용된 선박의 실제 시운전 시 얻은 계측 데이터를 바탕으로 동종 엔진이 적용된 선박은 연속사용 금지범위에서 동일한 증속 패턴을 가지는 것을 확인하였다.

(2) 연속사용 금지범위를 통과하는 증속 과정을 예측하기 위하여 축의 회전속도를 제어하는 PI 제어기를 적용하였다. 제어기의 계인은 실측 데이터를 기준으로 튜닝하였다. 동일한 제어기를 사용하여 동종 엔진이 적용된 선박들의 증속 과정을 시뮬레이션한 결과 전반적인 경향이 실측치와 유사한 것을 확인하였다. 제어의 결과로 얻어진 엔진 평균 기진력을 이용하여 추진축계에 작용하는 기진력의 변동성분도 추정할 수 있었다.

(3) 추정된 기진력 변동성분을 이용하여 다자유도 모델의 시간영역 과도해석을 수행하여 추진축계의 비틀림 변동 응력을 계산하였다. 연속사용 금지범위 통과 시 비틀림 변동 응력의 변화와 최대 진폭은 프로펠러의 감쇠비와 프로펠러 토크에 큰 영향을 받는 것을 확인하였다. 감쇠비와 프로펠러 토크를 조정하여 실측치와 매우 유사한 해석 결과를 얻을 수 있었다.

### 후 기

이 연구는 울산대학교 중공업융합기술공학과 PBL

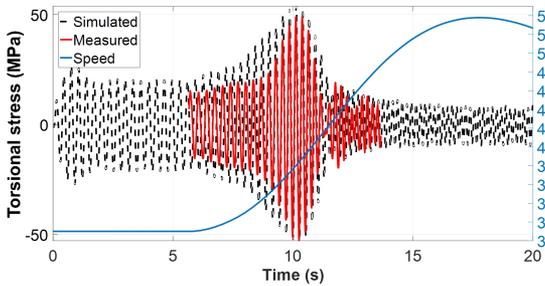


Fig. 28 Simulation result of torsional stress (ship no. 3, propeller damping ratio 4.4 %, propeller torque 1)

Table 3 Error of BSR passing time and stress

		Ship 1	Ship 2	Ship 3
BSR passing time (s)	Measured	4.48	4.83	3.86
	Simulated	4.50	4.31	4.11
Torsional stress (MPa)	Measured	55.17	45.70	54.96
	Simulated	55.01	58.98	48.92
Error (%)	Time	0.4	10.8	6.5
	Stress	0.3	29.1	11.0

선이 가능할 것으로 생각된다.

이 연구의 결과에서 해석 대상 선박의 경우 감쇠비 4.4 %, propeller torque 1을 적용했을 때가 가장 실제 계측 결과와 유사하였다. 여기서 시뮬레이션 결과와 실제 계측 결과 사이의 오차를 줄이기 위하여 임의로 감쇠비와 프로펠러 토크를 조절하여 결과를 관찰해 보았다. 그 결과를 Fig. 29에 나타내었으며, 이를 살펴보면 감쇠비 3.4 %에 LRM 40 %, BPM 5 %를 적용했을 때 실제와 거의 같은 시뮬레이션 결과를 도출할 수 있었다. 따라서 추후에 감쇠비와 프로펠러 토크를 선형에 따라 혹은 선박의 크기에 따라 설정하는 방법을 정립한다면 보다 정확한 시뮬레이션 결과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

(project based learning) 과제로서 (주)현대중공업의 지원을 받아 수행하였습니다.

## References

- (1) Brown, R. N., 1960, A Torsional Vibration Problem as Associated With Synchronous Motor Driven Machines, *J. Eng. Power*, Vol. 82, No. 3, pp. 215~219.
- (2) Lee, D. C., Yu, J. D. and Jeon, H. J., 2002, Theoretical Analysis about Transient Torsional Vibration of Two Stroke Low Speed Diesel Engines, *Proceedings of KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 830~835.
- (3) Barro, R. D., Vuong, Q.-D. and Lee, D. C., 2018, Marine Intermediate Shaft Fatigue Strength and Lifetime during Barred Speed Range Passing, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 28, No. 3, pp. 259~263.
- (4) Brodin, E., 2018, Class Rules – Passing Barred Speed Range, *DNV GL*.
- (5) Persson, S., 2015, Ice Impact Simulation for Propulsion Machinery, *MTZ Industrial*, Vol. 5, No. 1, pp. 34~40.
- (6) MAN Diesel & Turbo, 2013, Basic Principle of Ship Propulsion.
- (7) MAN Diesel & Turbo, 2015, Market Update Note: Light Running Margin (LRM).
- (8) Kim, Y. K., Hwang, S. J. and Kim, E. K., 2017, Damping Characteristics of High Efficiency Direct-coupled Propeller with 10 MW Class, 2017, *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 41, No. 4, pp. 310~315.



**Hyoseong Lee** finished his Bachelor Degree and Master Degree from University of Ulsan in 2017 and 2019 respectively. Presently, he is a researcher at the noise and vibration lab. of Hyundai-Heavy Industry.



**Dojoong Kim** received B.S. degree in Mechanical Engineering from Seoul National University in 1981, and MS degree from KAIST in 1983. He completed his Ph.D. degree in Mechanical Engineering from North Carolina State University in 1990. He is currently a Professor at the Department of Mechanical Engineering of University of Ulsan. His research interest is development of variable valve actuation system in internal combustion engines.



**Okhyun Kang** completed his Doctoral Degree in 2010 from KAIST Mechanical and Aerospace Engineering. He is currently a senior researcher at Hyundai Heavy Industry.

# 구멍 뚫린 강체 판의 차음 성능 향상을 위한 음향 메타물질 설계

## Design of Acoustic Metamaterial to Improve Sound Insulation Performance of a Holey Rigid Plate

김민호\* · 이진우†  
Min Ho Kim\* and Jin Woo Lee†

(Received January 24, 2019 ; Revised March 20, 2019 ; Accepted March 21, 2019)

**Key Words :** Acoustic Metamaterial(음향 메타물질), Perforated Panel(다공성 패널), Transmission Loss(투과 손실), Dispersion Curve(분산 곡선), Transmission Coefficient(투과 계수)

### ABSTRACT

In this work, we propose a new acoustic metamaterial panel to transmit fluid and attenuate noise in the frequency range of 300 Hz to 600 Hz. The acoustic metamaterial panel is filled with rectangular parallelepiped unit cells and each unit cell consists of a circular duct surrounded with arrayed annular cavities. While the fluid is passed through the duct, the noise in the frequency range of 300 Hz to 600 Hz is attenuated owing to the annular cavities. In each annular cavity, internal partitions are inserted and their locus is determined using the Archimedean spiral. The dispersion curve of the proposed acoustic metamaterial panel is calculated to understand its band gap. In addition, the effects of dimensions of the unit cell on the band gap are investigated and its final dimension for a given target frequency range is determined. The acoustic attenuation performance of the proposed acoustic metamaterial panel is experimentally validated.

### 기 호 설 명

- $r_c$  : 환형 공동의 반지름
- $t_c$  : 환형 공동의 두께
- $r_d$  : 원형 덕트의 반지름
- $2t_d$  : 환형 공동 간의 거리
- $n$  : 내부 격벽의 회전율
- $a_1, a_2, a_3$  : 패널의 가로/세로/두께
- $f_{upp}, f_{low}$  : 밴드갭의 상한/하한 주파수
- $f_{upp}^t, f_{low}^t$  : 목표주파수 대역의 상한/하한 주파수

- $N$  : 단위체의 개수
- $L$  : 단위체의 길이
- $\Delta RBW$  : 밴드갭의 상대적 변화량

### 1. 서 론

소음이 전달되는 경로에 방음 패널을 설치하여 패널에 도달한 음향 에너지를 흡수하거나 반사시켜서 패널의 반대쪽으로 투과되는 소음의 크기를 줄이는 소음 제어 방법이 널리 사용되고 있다. 현재 사용되고 있는 반사형 방음 패널의 차음 성능은 일반적으로

† Corresponding Author ; Member, Ajou University  
E-mail : jinwoolee@ajou.ac.kr

\* Member, Ajou University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference.

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

질량 법칙(mass law)<sup>(1)</sup>을 따르며, 차음 성능 향상을 위해 패널 양쪽의 유체 이동은 허락하지 않은 구조를 채택하고 있다. 그러나 기계 시스템의 외형을 구성하는 패널은 내부에서 발생하는 소음이 외부로 전달되는 것을 막으면서 내부에서 발생하는 열이 외부로 원활히 빠져나가게 설계되어야 한다. 즉, 구멍을 통해 유체는 통과시키면서 저주파 대역의 소음은 차단하는 새로운 형태의 패널이 필요하다.

최근 음향 메타물질 개념을 사용한 방음 패널 설계에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 메타물질은 자연계에 존재하지 않는 특성을 갖도록 인공적으로 설계된 물질 또는 구조를 일컫는다<sup>(2-5)</sup>. 메타 물질을 지나가는 파동의 주파수에 따라 변화하는 동적 물성치<sup>(6)</sup>는 해당 물질의 내부 구조에 의해 결정된다. 유효 매질 이론(effective medium theory)<sup>(7)</sup>에 의하면, 파동이 파장보다 작은 크기의 구조를 지나갈 때 해당 매질을 균질화된 매질(homogeneous medium)로 간주하고 동적 유효 물성치(dynamic effective property)로 그 매질의 파동 전파 특성을 설명할 수 있다고 한다. 음향 메타 물질에서는 주로 유효 질량 밀도(effective mass density)와 유효 체적 탄성 계수(effective bulk modulus)를 동적 유효 물성치로 사용한다<sup>(8-11)</sup>. 국부 공진(local resonance)을 이용하여 목표 주파수 대역에서 유효 질량 밀도 또는 유효 체적 탄성 계수가 음의 값을 갖도록 설계하여 음파를 차단하는 음향 메타물질은 판(plate)<sup>(12,13)</sup>, 막(membrane)<sup>(14-19)</sup> 또는 공명기(resonator)<sup>(20-27)</sup> 등을 주기적으로 배열한 구조를 갖는다. Oudich 등은<sup>(12)</sup> 판 구조에 스프링-질량 공명기(spring-mass resonator)를 부착한 메타물질을 설계하고, 평면파 전개 방법(plane wave expansion method)과 분산 곡선(dispersion curve)을 이용하여 소음 차단 주파수 대역을 계산하였다. Yang 등은<sup>(14)</sup> 막에 부착된 질량을 조절하여, 50 Hz ~ 1000 Hz의 주파수 대역에서 유효 질량 밀도가 음이 되게 하여 소음을 차단하는 구조를 제시하였다. 이외에도 분할 구형(split hollow sphere) 공명기<sup>(23,24)</sup>, 깔때기 모양의 공명기(funnel-shaped resonator)<sup>(26)</sup>, 환형 공동(annular cavity) 구조<sup>(27)</sup>를 갖는 메타물질 등이 연구되었다. Hao 등은<sup>(24)</sup> 분할 구형 공명기를 배열하여 유효 체적 탄성 계수가 목표 주파수 대역에서 음이 되도록 설계하였다. Cho 등<sup>(26)</sup>과 Jung 등은<sup>(27)</sup> 유체 투과와 소음 차단이 동시에 가능한 방음 패널을 설계했다.

앞서 소개된 연구 결과는 음향 메타물질 패널로서

아주 우수한 소음 차단 결과를 보여주었지만, 저주파 대역에서 넓은 주파수 대역의 소음을 차단하기 위해서는 장착될 위치와 공간 등과 같은 추가 설계 조건에 맞게 적절히 개선되어야 한다. Oudich<sup>(12)</sup>와 Yang<sup>(14)</sup>이 제시한 음향 메타물질 패널은 저주파 대역의 소음을 효과적으로 차단하였으나 유체는 투과할 수 없는 구조이고, Hao<sup>(24)</sup>와 Cho<sup>(26)</sup>의 음향 메타물질 패널은 유체 투과와 소음 차단을 동시에 고려하였지만, 소음 차단 주파수 대역이 협소한 문제점이 있었다. 유체 투과를 고려하여 음향 메타물질을 설계한 Jung<sup>(27)</sup>의 구조는 비교적 넓은 주파수 대역의 소음을 차단하였으나 저주파 대역의 소음 차단을 위해서는 단위체의 크기가 지나치게 커지는 단점을 가지고 있다. 이 연구에서는 Jung<sup>(27)</sup>이 제시한 구조를 개선하여 유체는 투과시키고 저주파 대역에서 비교적 넓은 대역의 소음을 차단하는 음향 메타물질 패널 구조를 제시하고, 목표 주파수 대역에서 소음을 차단하는 패널을 설계할 것이다. 설계된 음향 메타물질 패널의 차음 성능은 등가 질량 패널의 차음 성능과 비교한다. 또한, 최종 설계된 음향 메타물질 패널을 제작하여 실험을 통해 소음 차단 성능을 검증한다.

## 2. 해석 모델과 음향 메타물질

### 2.1 해석 모델

이 연구에서 제시할 음향 메타물질 패널은 Fig. 1(a)과 같이  $x$ - $y$  평면상에 규칙적으로 구멍이 뚫려 있는 구조이고, 그 구멍은 원형 덕트와 그 덕트를 둘러싼 여러 개의 환형 공동(annular cavity)이 연결된 구조이다. Fig. 1(b)와 같이, 여러 개의 단위체를  $z$ 축을 따라 배열한 구조를 단위체 배열(array of unit cells:  $D_x \times D_y \times D_z$ )이라고 한다. 단위체 배열이  $x$ - $y$  평면상에  $M \times M$  형태로 배열되어 음향 메타물질 패널(acoustic metamaterial panel:  $a_1 \times a_2 \times a_3$ )이 구성된다. Fig. 1(c)는 음향 메타물질의 단위체 구조를 보여주고 있는데, 환형 공동과 덕트 중심으로 연결된 입/출구로 구성되어 있고, 환형 공동 내부에는 곡률이 있는 내부 격벽 4개가 삽입되어 있다. 단위체를 구성하는 환형 공동의 직경( $2r_c$ )과 두께( $t_c$ ), 입/출구단의 직경( $2r_d$ )과 두께( $t_d$ ), 내부 격벽의 기하학적 형상을 결정하는 회전율( $n$ )이 설계 목적에 맞게 결정되어야 한다. 환형 공동간 거리는  $2t_d$ 로 나타낼 수 있고, 내부 격벽의 곡률은 식 (1)의  $a$

르키메데스 나선(archimedean spiral)식을 이용하여 결정하였다. 각 나선의 시작점들 사이의 각도 차이는  $\pi/2$  이고, 시작점으로부터 회전 각도( $\theta$ )에 따른 각 나선의 ( $x, y$ )의 좌표는 각각 식 (1a)와 식 (1b)를 사용하여 결정한다.

$$x = \left( r_d + \frac{r_c - r_d}{2\pi n} \cdot \theta \right) \cos(\theta) \tag{1a}$$

$$y = \left( r_d + \frac{r_c - r_d}{2\pi n} \cdot \theta \right) \sin(\theta) \tag{1b}$$

$$0 \leq \theta \leq 2\pi \cdot n \tag{1c}$$

**2.2 음향 메타물질의 음향 특성**

음향 메타물질의 음향 특성은 단위체에 대해 음향 해석을 수행하여 얻는 분산 곡선(dispersion curve)을 통해 알 수 있다. 분산 곡선은 파동의 주파수(frequency)와 파수(wavenumber,  $k$ )의 관계를 나타내는 곡선으로,

음향 모드가 존재하는 주파수 대역을 나타낸다. 음향 모드가 존재하지 않는 주파수 대역을 밴드갭(band gap)이라 하고, 밴드갭에서는 입사되는 음파의 진폭이 기하급수적으로 감소되어 음파가 차단된다.

Fig. 2는 기준 단위체(reference unit cell:  $r_c = 100$  mm,  $r_d = 10$  mm,  $t_c = 10$  mm,  $t_d = 5$  mm,  $n = 0.5$ )에 대해 상용 유한요소 프로그램인 COMSOL Multiphysics (Ver. 5.3)를 사용하여 얻은 분산 곡선을 나타낸다. 단위체의 입/출구단에 플로케 주기 조건(floquet periodic condition)을 부여하여  $z$ 축 방향으로 단위체가 무한히 배열된 구조로 가정하였다. “ $k=0$ ”을 기준으로 좌우가 대칭인 그래프이기에  $k$ 가 양인 구간만 나타낸다. 실선으로 표시된 첫 번째 음향 모드는 파수( $k$ )가  $\pi/L$ 값을 가질 때, Fig. 3(a)와 같은 음압 분포를 갖는다. 점선으로 표시된 음향 모드는 파수( $k$ )가 ‘0’일 때, Fig. 3(b)와 같은 음압 분포를 갖는다. 두 그림 모두 음압의 절대값을 나타내었다. 두 주파수 사이에도 음향 모드가 존재하지만, 수직 입사만 고려하면 덕트 중심부의 음향 가진에 의해 서로 상쇄되는 음압 분포를 가지기 때문에 분산 곡선에서 제외하였다. 즉, 위에서 언급한 두 음향 모드에 의해 이 음향 메타물질의 첫 번째 밴드갭이 형성되고, 이 밴드갭의 주파수 대역( $f_{low} \leq f \leq f_{upp}$ )의 상한값과 하한값을 각각  $f_{upp}$ 와  $f_{low}$ 라고 표기한다

Fig. 3(a)의 첫 번째 음향 모드는 방사형 모드(radial mode)로 단극 공진(monopolar resonance)이라고 하는데, Li 등은<sup>(2)</sup> 단극 공진이 체적 탄성을 형태 응답(bulk modulus-type response)을 발생하여 음의 유효 체적 탄성계수를 갖는다고 설명하였다. 각 환형 공동들이 단극 공진할 때, 인접한 두 환형 공동안의 입자들은 서로 반대 위상(opposite phase)으로 진동하여 입사파가 점차 상쇄되어 사라진다<sup>(27)</sup>. Fig. 3(b)는 두 번째 방사

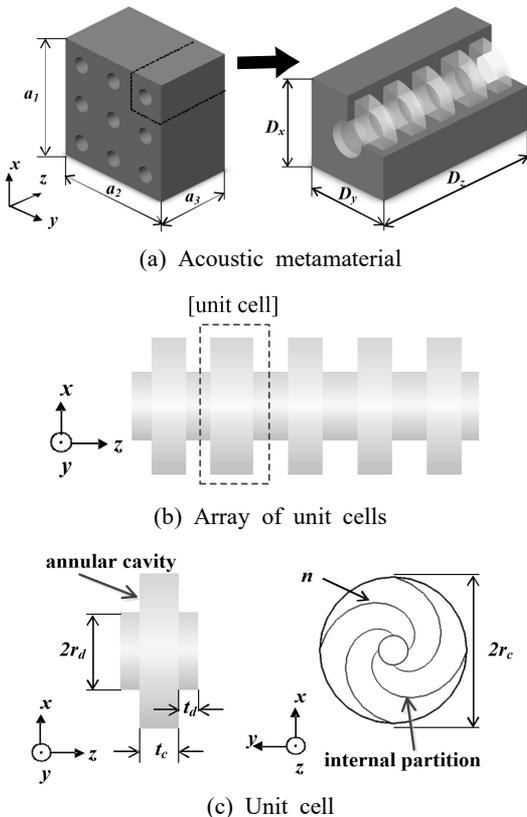


Fig. 1 Proposed acoustic metamaterial panel

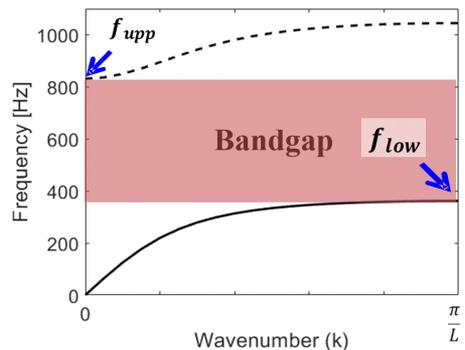


Fig. 2 Dispersion curve of the reference unit cell

형 음향 모드로 나선형 격벽에 의해 분리된 각 공동의 중심에서 원주방향으로 음압 분포가 형성되었다.

Fig. 4는 단위체 개수를 변화시키며 음향 메타물질의 파워 투과 계수를 나타낸다. 단위체 개수(N)가 많아질수록 음향 메타물질 패널의 소음 차단 구간이 밴드갭과 유사하지만, 패널이 지나치게 두꺼워질 수 있

기 때문에, 이 연구에서는 단위체를 5개만 사용한다.

### 3. 음향 메타물질 패널 설계

#### 3.1 설계 문제 정의

식 (2)와 같이 음향 메타물질 패널로 차단하고자 하는 목표 주파수 대역(target frequency range:  $f_{upp}^t \leq f \leq f_{low}^t$ )이 밴드갭( $f_{low}^t \leq f \leq f_{upp}^t$ )에 포함되도록, 단위체의 구성 요소( $r_c, t_c, r_d, t_d, n$ )의 값을 결정하고자 한다. 그리고, 이런 구성 요소의 값은 식 (3)의 제한 조건을 만족해야 한다.

$$f_{low} \leq f_{low}^t \tag{2a}$$

$$f_{upp}^t \leq f_{upp} \tag{2b}$$

$$N \times L = D_z \leq a_3, L = t_c + 2t_d \tag{3a}$$

$$M \times D_x \leq a_1, M \times D_y \leq a_2 \tag{3b}$$

$$2r_c < D_x, 2r_c < D_y \tag{3c}$$

#### 3.2 설계 전략

본격적인 설계에 앞서, 파라미터 스터디(parameter study)를 통해 각 구성 요소 변화(기준 값  $\pm 50\%$ )에 따른 밴드갭의 변화를 살펴보고, 밴드갭 변화에 크게 영향을 미치는 구성 요소를 설계 변수로 결정한다. 밴드갭의 상/하한값( $f_{upp}^t / f_{low}^t$ )과 대역폭(bandwidth:  $\Delta f = f_{upp} - f_{low}$ )의 변화로 밴드갭의 변화 정도를 살펴본다. Case I에서는 환형 공동의 직경( $2r_c$ )을 100 mm에서 300 mm까지 20 mm 단위로 변경할 때 발생하는 밴드갭의 변화를 살펴보았고, 그 결과를 Fig. 5에 나타냈다. Case II에서는 원형 덕트의 직경( $2r_d$ )을 10 mm에서 30 mm까지 2 mm 단위로 변경할 때 발생하는 밴드갭의 변화를 살펴보았고, 그 결과를 Fig. 6에 나타냈다. Case III에서는 환형 공동의 두께( $t_c$ )를 5 mm에서 15 mm까지 1 mm 단위로 변경할 때 발생하는 밴드갭의 변화를 살펴보았고, 그 결과를 Fig. 7에 나타냈다. Case IV에서는 환형 공동간 거리( $2t_d$ )를 5 mm에서 15 mm까지 1 mm 단위로 변경할 때 발생하는 밴드갭의 변화를 살펴보았고, 그 결과를 Fig. 8에 나타냈다. Case V에서는 내부 격벽의 회전율( $n$ )을 0.25에서 0.75까지 0.05 간격으로 변경할 때 발생하는 밴드갭의 변화를 살펴보았고, 그 결과를 Fig. 9에 나타냈다.

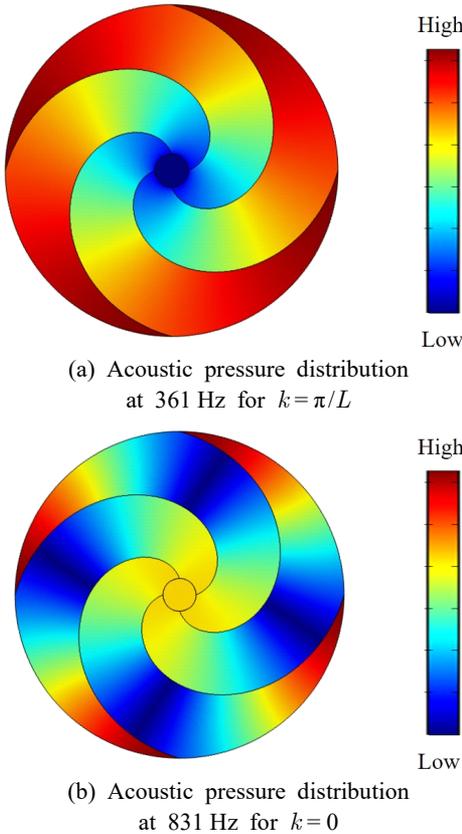


Fig. 3 Acoustic mode of the reference unit cell

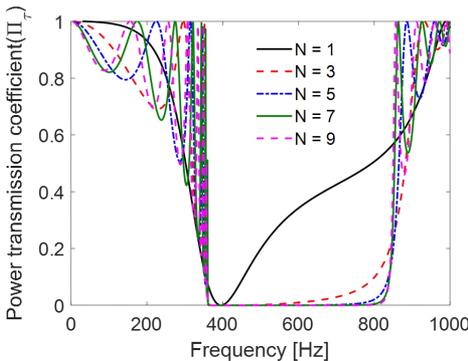


Fig. 4 Power transmission coefficient curves of array of unit cells depending on their used number

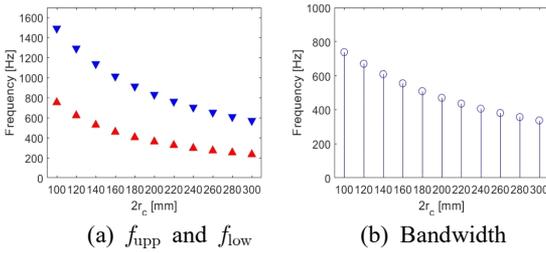


Fig. 5 Effect of  $2r_c$  on the bandgap (case I)

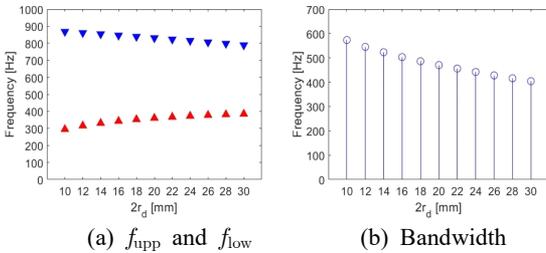


Fig. 6 Effect of  $2r_d$  on the bandgap (case II)

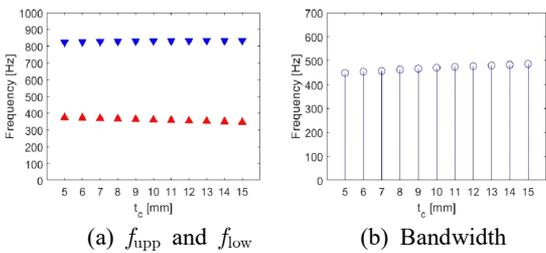


Fig. 7 Effect of  $t_c$  on the bandgap (case III)

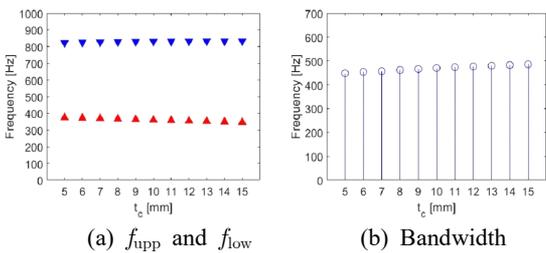


Fig. 8 Effect of  $2t_d$  on the bandgap (case IV)

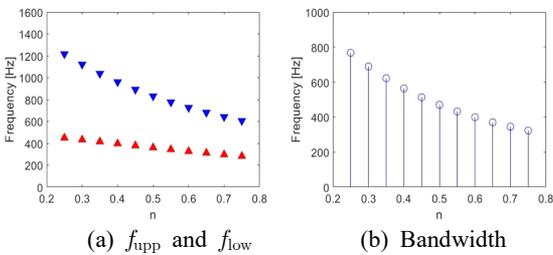


Fig. 9 Effect of  $n$  on the bandgap (case V)

환형 공동의 직경이 증가하면 상한/하한 주파수가 모두 감소하고 밴드갭의 대역폭 역시 감소한다. 이것은 환형 공동의 직경의 변화가 밴드갭을 결정하는 음향 모드 주파수에 변화를 가져오기 때문이다. 원형 덕트의 직경이 증가하면, 상한 주파수는 감소하지만, 하한 주파수는 증가한다. 환형 공동의 두께와 환형 공동간 거리가 증가하면 상한 주파수는 증가하고 하한 주파수는 감소하여 밴드갭의 폭은 증가한다. 내부 격벽의 회전율이 증가하면 상한/하한 주파수가 함께 감소하는데, 상한 주파수가 하한 주파수보다 크게 감소하여 밴드갭의 폭도 감소한다. 구성 요소의 변화가 밴드갭에 미치는 영향을 정량적으로 나타내기 위해 밴드갭 폭의 상대적 변화량( $\Delta RBW = |\Delta f_{(+50\%)} - \Delta f_{(-50\%)}| / \Delta f_{ref} \times 100$ )을 비교해 보았다. 이 계산식에서,  $\Delta f_{ref}$ 는 기준 단위체를 사용한 경우의 밴드갭의 폭이고,  $\Delta f_{(+50\%)}$ 는 각 구성 요소의 값을 기준 단위체의 50% 증가된 값을 사용했을 때의 밴드갭의 폭이며,  $\Delta f_{(-50\%)}$ 는 각 구성 요소의 값을 기준 단위체의 50% 감소된 값을 사용했을 때의 밴드갭의 폭이다. 계산 결과, 구성 요소 중 환형 공동의 직경( $2r_c$ )과 내부 격벽의 회전율( $n$ )이 상대적 밴드갭 폭 변화량에 가장 크게 영향을 미쳤다. ( $\Delta RBW = 85.32\%$  for  $2r_c$ ,  $35.96\%$  for  $2r_d$ ,  $8.085\%$  for  $t_c$ ,  $2.340\%$  for  $2t_d$ ,  $94.47\%$  for  $n$ ). 따라서, 설계 변수를 환형 공동의 직경( $2r_c$ )과 회전율( $n$ )로 결정하였다.

### 3.3 단위체 설계

목표 주파수 대역은 300 Hz ~ 600 Hz, 음향 메타물질 패널의 두께( $a_3$ )는 100 mm, 패널 단면의 가로( $a_1$ )와 세로( $a_2$ )의 길이는 모두 300 mm, 배열되는 단위체의 개수( $N$ )는 5로 설정한다. 5개의 구성 요소 중 환형 공동의 두께( $t_c$ ), 원형 덕트의 직경( $2r_d$ )과 두께( $t_d$ )는 기준 단위체의 값을 사용한다:  $t_c = 10$  mm,  $r_d = 10$  mm,  $t_d = 5$  mm. 이 경우, 단위체의 두께( $L$ )는 20 mm가 된다. 따라서, 식 (2)와 식 (3)을 만족하도록 환형 공동의 직경( $2r_c$ ), 내부 격벽의 회전율( $n$ )과 패널 단면에 존재하게 될 구멍의 개수( $M$ )를 결정하면 된다.

먼저, 환형 공동의 직경( $2r_c$ )이 가질 수 있는 값을 5개(160 mm, 180 mm, 200 mm, 220 mm, 240 mm), 내부 격벽의 회전율( $n$ )이 가질 수 있는 값을 10개(0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8, 0.9, 1.0)를 선택하였다. 이렇게 구성된 50개의 조합에 대하여 분산 곡선을 그려서 밴드갭의 상한/하한 주파수를 얻었다. Fig. 10(a)는

환형 공동의 직경이 180 mm일 때, 내부 격벽의 회전율에 따른 밴드갭의 상한/하한 주파수를 나타낸 것이다. 목표 주파수 대역을 회색 상자로 나타냈다. Fig. 10(b)는 환형 공동의 직경이 240 mm일 때, 내부 격벽의 회전율에 따른 밴드갭의 상한/하한 주파수를 나타낸 것이다. 이렇게 50가지 경우에 대하여 밴드갭의 상한/하한 주파수를 얻었고, 식 (2)를 만족하는 경우가 다수 존재하였다. 즉, 환형 공동의 직경과 회전율만 변경하여 식 (2)을 만족하는 단위체를 설계할 수 있다는 것을 알 수 있었다. 그중에서 단위체의 부피를 줄이기 위해서, 환형 공동의 직경이 가장 작은 경우를 선택하였다:  $\Delta f = 329$  Hz,  $f_{\text{upp}} = 629$  Hz,  $f_{\text{low}} = 300$  Hz,  $2r_c = 180$  mm,  $2r_d = 20$  mm,  $t_c = 10$  mm,  $2t_d = 10$  mm,  $n = 0.8$ .

**3.4 단위체 배열과 음향 메타물질 패널**

앞 장에서 선택한 단위체를 z축 방향으로 5번 반복 배열하여 “단위체 배열(array of unit cells)”을 구성하였고, 이 단위체 배열을 x-y 평면상에 2 × 2 형태로 배

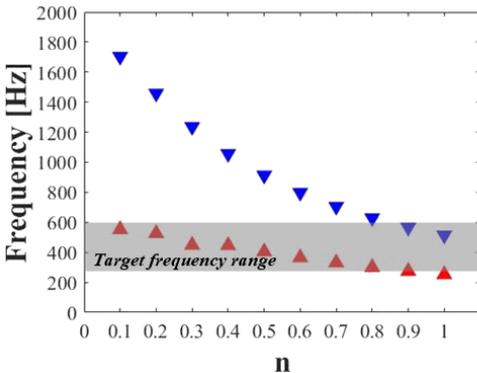
열하여 음향메타물질 패널을 구성하였다. Fig. 11은 단위체 배열과 음향 메타물질 패널의 파워 투과 계수 곡선을 계산하여 비교한 그림이다. 두 파워 투과 계수 곡선이 거의 일치하는 것으로 보아, 단위체 배열의 음향 특성이 음향 메타물질 패널의 음향 특성을 잘 나타내 주는 것을 알 수 있다. 따라서 특별한 언급이 없으면, 음향 메타물질 패널의 음향 특성은 단위체 배열에 대한 해석 결과로 나타낸다.

**4. 설계 결과 검증**

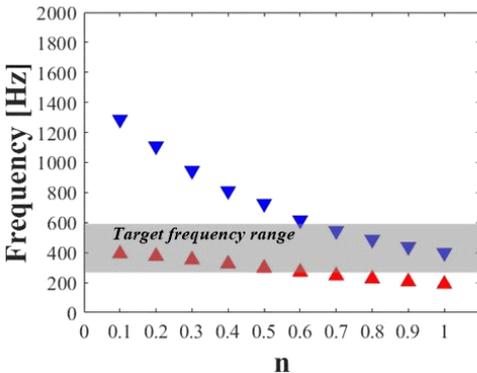
설계한 음향 메타물질 패널의 우수성을 세 가지 방법으로 살펴본다. 첫 번째로 등가 질량 패널과 음향 메타물질 패널의 음향 특성을 비교한다. 두 번째로, 음향 메타물질 패널에 대한 음향 실험을 수행하여 소음 차단 정도를 비교하였다. 해석과 실험의 편리를 위해 음향 메타물질 패널 대신 단위체 배열을 사용하여 설계 결과를 검증한다. 마지막으로 Jung이<sup>(27)</sup> 제시한 방법으로 설계된 음향 메타물질 패널과 비교한다.

**4.1 등가 질량 패널과 음향 메타물질 패널**

음향 메타물질 패널의 음향 특성을 구멍이 없는 등가 질량 패널과 비교하였다. 음향 메타물질 패널의 구멍과 환형 공동은 공기로 채워져 있고 나머지 부분은 고체 물질로 채워져 있다. 질량 법칙을 따르는 일반 패널의 음향 특성을 비교하여, 설계한 음향 메타물질 패널의 음향 특성을 살펴보고자 한다. 이를 위해 음향 메타물질 패널의 고체 물질을 아크릴로 가정하고, 비교할 일반 패널의 밀도는 식 (4)를 만족하는 등가 질량

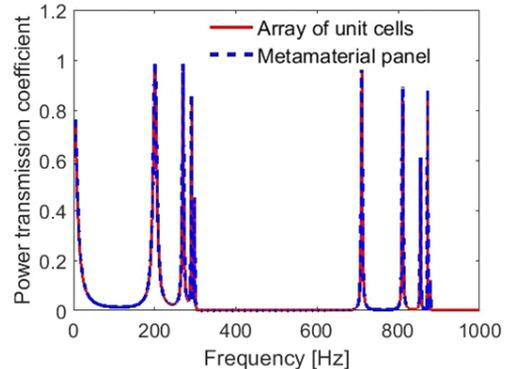


(a)  $2r_c = 180$  mm ( $f_{\text{upp}}$  and  $f_{\text{low}}$ )



(b)  $2r_c = 240$  mm ( $f_{\text{upp}}$  and  $f_{\text{low}}$ )

**Fig. 10** Bandgap depending on  $n$



**Fig. 11** Comparison of power transmission coefficients: array of unit cells versus acoustic metamaterial panel

밀도(equivalent mass density:  $\rho_{eq}$ )를 이용하여 계산하였다.

$$\rho_{air} \times V_{air} + \rho_{acryl} \times V_{acryl} = \rho_{eq} \times V_{total} \quad (4a)$$

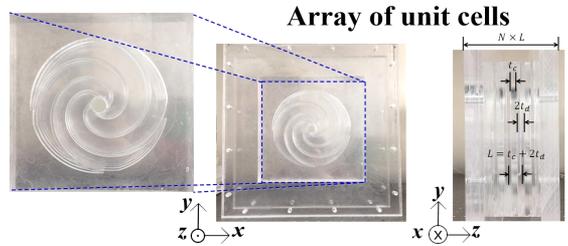
$$V_{total} = D_x \times D_y \times D_z \quad (4b)$$

식 (4)에서 공기 밀도( $\rho_{air}$ )와 아크릴 밀도( $\rho_{acryl}$ )는 각각  $1.21 \text{ kg/m}^3$ 와  $1190 \text{ kg/m}^3$ 를 사용하였고, 공기의 음속( $c_{air}$ )과 아크릴의 음속( $c_{acryl}$ )은 각각  $343 \text{ m/s}$ 와  $2730 \text{ m/s}$ 를 사용하였다. 얻어진 등가 질량 밀도( $\rho_{eq}$ )는  $1019.9 \text{ kg/m}^3$ 이다. 또한,  $V_{air}$ ,  $V_{acryl}$ ,  $V_{total}$ 은 각각  $1.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ,  $7.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ,  $9.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ 이다. Fig. 12는 음향 메타물질 패널과 등가 질량 패널의 투과 손실을 계산하여 비교한 그래프이다. 303 Hz ~ 652 Hz 대역에서 음향 메타물질 패널의 투과 손실이 구멍이 없는 등가 질량 패널의 투과 손실에 비해 상당히 높은 것을 알 수 있다.

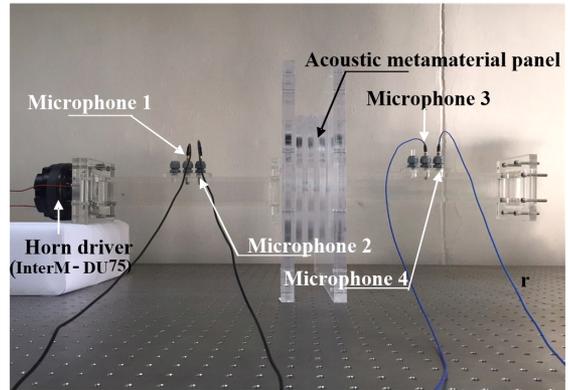
4.2 음향 메타물질의 음향 특성 비교 실험

Fig. 13(a)에 보이는 것처럼, 설계한 음향 메타물질 (단위체 배열)을 제작하고, Fig. 13(b)의 실험 장치를 이용하여 패널의 음향 특성을 실험적으로 검증한다. 덕트의 한쪽 끝에서 스피커(InterM DU-75)를 사용하여 전 주파수 대역에서 거의 동일한 크기를 갖는 음파를 패널에 수직으로 입사시키고, 입사되고 투과되는 음파를 양쪽 끝의 경계 조건에 관계 없이 정확히 분리하기 위해 4개의 마이크로폰(GRAS 46BE Microphone)을 사용하여 측정하였다. 실험에 필요한 신호 발생과 데이터 측정 및 후처리에는 LMS Testlab(Ver. 10a)을 사

용하였다. Fig. 13(c)에서는 설계한 음향 메타물질 패널의 유한요소 해석과 음향 실험으로 구한 투과 손실 곡선을 비교한다. 두 그래프의 소음 차단 구간은 상당히 일치하는 것을 볼 수 있다. 이 소음 차단 구간에서, 측정된 투과 손실이 전체적으로 낮은 값을 갖는다. 이러한 차이의 원인은 유한요소 해석에서 사용한 강체 벽(rigid wall) 가정에서 기인한 것으로 추정된다. 해석에서 사용한 음향 모델은 강체벽으로 둘러싸여 있다고 가정하였지만, 제작한 음향 메타물질을 구성하는 아크



(a) Acrylic acoustic metamaterial panel



(b) Experimental setup

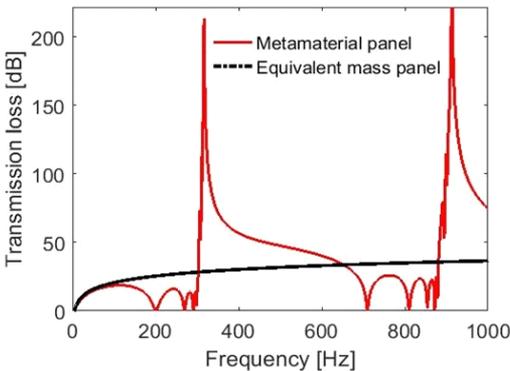
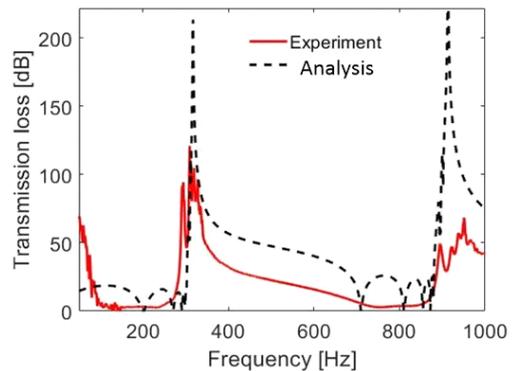
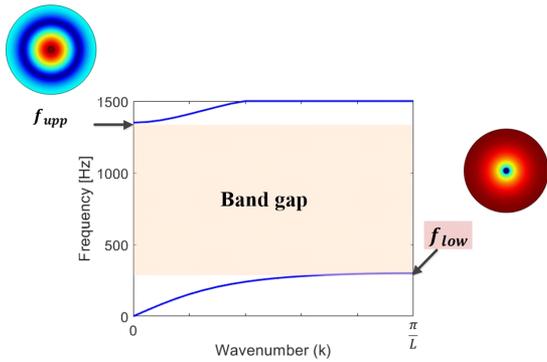


Fig. 12 Comparison of transmission loss curves of a proposed acoustic metamaterial panel and an equivalent mass panel



(c) Comparison of TL curves

Fig. 13 Acoustic experiment for acoustic metamaterial (array of unit cells)



**Fig. 14** Dispersion curve of Jung's acoustic metamaterial designed for the target frequency

릴 판의 일부가 진동하는 것을 인지할 수 있었다. 특히, 일렬로 배열된 인접한 두 환형 공동을 분리하는 아크릴 판은 입사파에 의한 진동을 피할 수가 없었다. 이를 감안하더라도 목표 주파수 대역인 300 Hz ~ 600 Hz에서 소음이 차단되는 것을 확인할 수 있다.

**4.3 기존 연구와 비교**

Jung<sup>(27)</sup>이 사용한 음향 메타물질을 이용하여 주어진 목표 주파수 대역(300 Hz ~ 600 Hz)이 밴드갭 영역에 포함되도록 음향 메타물질 패널을 설계하였다. 환형 공동의 두께( $t_c = 10\text{ mm}$ ), 원형 덕트의 직경( $2r_d = 20\text{ mm}$ )과 두께( $t_d = 5\text{ mm}$ )는 같은 값을 사용하였다. Jung<sup>(27)</sup>이 제안한 단위체는 내부에 격벽이 없는 구조의 환형 공동을 사용하는데, Fig. 14와 같은 분산 곡선 그래프를 얻었다( $k$ 가 양인 구간만 나타내었다). 그림에서 밴드갭의 하한과 상한 주파수를 결정하는 음향 모드는 각각 1차와 2차 방사형 음향 모드(radial acoustic mode)이다. 그 사이에 존재하는 방위각 음향 모드(azimuthal acoustic mode)는 평면파 입사 조건에서 가진되지 않으므로 나타내지 않았다. 설계 결과, 상한/하한 주파수는 300 Hz와 1349 Hz이고, 1049 Hz의 대역폭을 얻을 수 있었지만, 환형 공동의 직경이 306 mm에 달하였다. 이 연구에서 제안한 Fig. 1(c)의 단위체를 사용하여 얻은 음향 메타물질의 환형 공동 직경이 180 mm임을 고려할 때, Jung<sup>(27)</sup>이 제안한 단위체의 직경이 지나치게 큰 것을 알 수 있다. 즉, 이 연구에서 제안한 단위체 모델은 내부 격벽이 없는 구조에 비해 밴드갭의 대역폭은 줄어들었으나, 환형 공동의 직경이 작아져 실제 사용하기에 활용도가 높다고 할 수 있다. 나선형 내부 격벽에 의해서, 구멍 중심에서 환형 공동의 원주까지의 유효 길이가 길어져서

좀 더 짧은 외경으로도 저주파수대역의 밴드갭 형성이 가능한 것으로 추정된다.

**5. 결 론**

이 연구에서는 음향 메타물질을 이용하여 기계 시스템 내부에서 발생하는 열은 외부로 배출하고 내부 기계음이 외부로 방출되는 것을 막는 방음 패널을 설계하고자 하였다. 유체는 투과시키고 저주파 대역의 소음은 차단하는 음향 메타물질 패널 구조를 제시하고 목표 주파수 대역에서 소음을 차단하도록 패널을 설계했다. 저주파수 대역의 소음을 차단하기 위해, 환형 공동 내부에 곡률이 있는 내부 격벽을 삽입하였다. 제시된 음향 메타물질 구조에 대해 분산 곡선을 구하여 소음 차단 구간을 확인하였다. 분산 곡선의 밴드갭에 크게 영향을 미치는 구성 요소를 설계 변수로 선정하고, 파라미터 스터디를 통해 목표 주파수 대역에서 소음을 차단하는 음향 메타물질 패널 설계 방법을 제시했다. 이 방법을 통해 300 Hz ~ 600 Hz의 소음을 차단하는 음향 메타물질 패널을 구성하는 단위체의 크기를 결정하고, 유한요소 해석과 음향 실험을 통해 해당 주파수 대역에서 소음이 차단됨을 확인하였다. 향후에는 아르키메데스 나선형의 개수에 따른 설계나 다른 내부 구조를 이용하는 연구가 진행된다면 이 분야 연구 발전에 크게 기여할 것으로 기대된다.

**후 기**

이 논문은 2016년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2016R1D1A1B03932357).

**References**

- (1) Pierce, A. D. and Smith, P., 1981, Acoustics: An Introduction to Its Physical Principles and Applications, Physics Today, Vol. 34, No. 12, pp. 56-57.
- (2) Li, J. and Chan, C. T., 2004, Double-negative Acoustic Metamaterial, Physics Review E, Vol. 70, No. 50, pp. 055602, doi: 10.1103/PhysRevE.70.055602.
- (3) Haberman, M. R. and Guild, M. D., 2016, Acoustic Metamaterials, Physics Today, Vol. 69, No. 6, pp. 42-48.
- (4) Cummer, S. A., Christensen, J. and Alu, A., 2016,

Controlling Sound with Acoustic Metamaterials, *Nature Reviews Materials*, Vol. 1, No. 3, pp. 16001. doi: 10.1038/natrevmats.2016.1.

(5) Kim, S. Y., Park, J. H., Yang, J., Lee, H. R., Lee, J. S., Kang, Y. J. and Kim, Y. Y., 2017, Low-frequency Sound Transmission Reduction Using Slow Wave Based Acoustic Metamaterial Panels, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 2017, No. 4, pp. 387~381.

(6) Fokin, V., Ambati, M., Sun, C. and Zhang, X., 2007, Method for Retrieving Effective Properties of Locally Resonant Acoustic Metamaterials, *Physics Review B*, Vol. 76, No. 14, pp. 144302. doi: 10.1103/PhysRevB.76.144302.

(7) Aspne, D. E., 1982, Local-field Effects and Effective-medium Theory: A Microscopic Perspective, *American Journal of Physics*, Vol. 50, No. 8, pp. 704~709.

(8) Huang, H. H., Sun, C. T. and Huang, G. L., 2009, On the Negative Effective Mass Density in Acoustic Metamaterials, *International Journal of Engineering Science*, Vol. 47, No. 4, pp. 610~617.

(9) Zigoneanu, L., Popa, B. I., Starr, A. F. and Cummer, S. A., 2011, Design and Measurements of a Broadband Two-dimensional Acoustic Metamaterial with Anisotropic Effective Mass Density, *Journal of Applied Physics*, Vol. 109, No. 5, pp. 054906.

(10) Lee, S. H., Park, C. M., Seo, Y. M., Wang, Z. G. and Kim, C. K., 2009, Acoustic Metamaterial with Negative Density, *Physics Letter A*, Vol. 373, No. 48, pp. 4464~4469.

(11) Lu, M. H., Feng, L. and Chen, Y. F., 2009, Phononic Crystals and Acoustic Metamaterials, *Material Today*, Vol. 12, No. 12, pp. 34~43.

(12) Oudich, M., Zhou, X. and Badreddine, A. M., 2014, General Analytical Approach for Sound Transmission Loss Analysis through a Thick Metamaterial Plate, *Journal of Applied Physics*, Vol. 116, No. 19, pp. 193509.

(13) Pennec, Y., Djafari-Rouhani, B., Larabi, H., Vasseur, J. O. and Hladky-Hennion, A. C., 2008, Low-frequency Gaps in a Phononic Crystal Constituted of Cylindrical Dots Deposited on a Thin Homogeneous Plate, *Physics Review B*, Vol. 78, No. 10, pp. 104105. doi: 10.1103/PhysRevB.78.104105.

(14) Yang, Z., Dai, H. M., Chan, N. H., Ma, G. C. and Sheng, P., 2010, Acoustic Metamaterial Panels for Sound Attenuation in the 50-1000 Hz Regime, *Applied*

*Physics letters*, Vol. 96, No. 4, pp. 041906.

(15) Naify, C. J., Chang, C. M., McKnight, G. and Nutt, S., 2010, Transmission Loss and Dynamic Response of Membrane-type Locally Resonant Acoustic Metamaterials, *Journal of Applied Physics*, Vol. 108, No. 11, pp. 114905.

(16) Chen, Y., Huang, G., Zhou, X., Hu, G. and Sun, C. T., 2014, Analytical Coupled Vibroacoustic Modeling of Membrane-type Acoustic Metamaterials: Plate Model, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 136, No. 6, pp. 2926~2934.

(17) Huang, T. Y., Shen, C. and Jing, Y., 2016, Membrane- and Plate-type Acoustic Metamaterials, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 139, No. 6, pp. 3240~3250.

(18) Wang, X., Zhao, H., Luo, X. and Huang, Z., 2016, Membrane-constrained Acoustic Metamaterials for Low Frequency Sound Insulation, *Applied Physics Letters*, Vol. 108, No. 4, pp. 041905.

(19) Lu, K., Wu, J. H., Guan, D., Gao, N. and Jing, L., 2016, A Lightweight Low-frequency Sound Insulation Membrane-type Acoustic Metamaterials, *AIP Advances*, Vol. 6, No. 2, pp. 0255116. doi: 10.1063/1.4942513.

(20) Zhu, R., Huang, G. L., Huang, H. H. and Sun, C. T., 2011, Experimental and Numerical Study of Guided Wave Propagation in a Thin Metamaterial Plate, *Physics Letter A*, Vol. 375, No. 30, pp. 2863~2867.

(21) Claeys, C., Deckers, E., Pluymers, B. and Desmet, W., 2016, A Lightweight Vibro-acoustics Metamaterial Demonstrator: Numerical and Experimental Investigation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 70, pp. 853~880.

(22) Nateghi, A., Belle, L. V., Claves, C., Deckers, E., Pluymers, B. and Desmet, W., 2017, Wave Propagation in Locally Resonant Cylindrically Curved Metamaterial Panels, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 127, pp. 73~90.

(23) Ding, C. L. and Zhao, X. P., 2011, Multi-band and Broadband Acoustic Metamaterial with Resonant Structures, *Journal of Physics D: Applied physics*, Vol. 44, No. 21, pp. 215402. doi: 10.1088/0022-3727/44/21/215402.

(24) Hao, L. M., Ding, C. L. and Zhao, X. P., 2012, Tunable Acoustic Metamaterial with Negative Modulus,

Applied Physics A, Vol. 106, No. 4, pp. 807~811.

(25) Ye, Q., Liu, Y., Lin, H., Li, M. and Yang, H., 2012, Multi-band Metamaterial Absorber Made of Multi-gap SRRs structure, Applied Physics A, Vol. 107, No. 1, pp. 155~160.

(26) Cho, S. J. Kim, B. S., Min, D. K. and Park, J. H., 2015, Tunable Two-dimensional Acoustic Meta-structure Composed of Funnel-shaped Unit Cells with Multi-band Negative Acoustic Property, Journal of Applied Physics, Vol. 118, No. 16, pp. 163103.

(27) Jung, J. W., Kim, J. E. and Lee, J. W., 2018, Acoustic Metamaterial Panel for Both Fluid Passage and Broadband Soundproofing in the Audible Frequency Range, Applied Physics Letters, Vol. 112, No. 4, pp. 041903.



**Min Ho Kim** received the B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Ajou University in 2017 and 2019, respectively. During his stay at Ajou as a graduate student, he worked on NVH and acoustic metamaterial. He is now working as a research engineer at Hyundai Heavy Industries.



**Jin Woo Lee** has been a Professor of Mechanical Engineering at Ajou University since 2009. His research interests are in the area of vibrations, acoustics, acoustic and vibration metamaterial, topology optimization based design and fluid-structure interactions of microcantilevers for RF-MEMS and AFM. His Ph.D. is from the School of Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in South Korea in 2003. He worked with Samsung Electronics Company from 2003 to 2006 and studied as a post-doctoral research associate at Seoul National University from 2006 to 2007. From 2007 to 2009, he was a postdoctoral research associate of Mechanical Engineering at Purdue University, West Lafayette, IN, USA.

# 급수 함수를 이용한 임의 형상 평판의 고정밀도 고유치 해석의 응용

## Application of Highly Accurate Eigenvalue Analysis of Arbitrarily Shaped Plates Using Series Functions

강 상 옥<sup>†</sup>

Sang-Wook Kang<sup>†</sup>

(Received January 24, 2019 ; Revised April 12, 2019 ; Accepted April 17, 2019)

**Key Words** : NDIF Method(무차원 동영향 함수법), Eigenvalue Analysis(고유치 해석), Arbitrarily Shaped Plate (임의 형상 평판), Series Function(급수 함수), Free Vibration(자유진동)

### ABSTRACT

An extended method for free vibration analysis using series functions is proposed to obtain the accurate eigenvalues of arbitrarily shaped plates with both clamped and simply supported edges. The proposed method can minimize the amount of numerical calculation because it has the advantage of not needing to divide the plate of interest unlike FEM. As the result, it offers very accurate eigenvalues despite employing smaller amount of numerical computation than FEM. Two case studies show that the proposed method is valid and accurate when the eigenvalues by the proposed method are compared to those by FEM (ANSYS) or another analytical method.

### 1. 서 론

유한요소법<sup>(1)</sup>과 경계요소법<sup>(2)</sup>은 임의 형상 평판의 고유치와 고유모드를 추출하기 위해 가장 일반적으로 사용되는 수치 해석 기법이다. 이들 수치해석 기법은 평판의 내부 또는 경계를 분할하기 위해 많은 노드가 필요하고, 노드들 사이에 지배방정식을 만족하지 않는 보간 함수를 사용하기 때문에, 해의 정밀도가 다소 떨어지는 문제점이 발생한다. 상기와 같은 문제점을 극복하기 위해, 이 논문의 저자는 임의 형상 고정단 평판의 고정밀도 고유치 해석을 위한 방법으로, NDIF법(non-dimensional dynamic influence function method)을 처음 개발하였다<sup>(3)</sup>. 이후 저자는 NDIF법을 혼합 경

계조건을 가진 평판<sup>(4)</sup>, 직선 경계 또는 곡선 경계를 가진 자유단 평판<sup>(5-8)</sup>으로 확장하였다. 추가적으로 저자는 분할 영역법을 이용한 단순지지 평판<sup>(9,10)</sup>과 멤브레인<sup>(11)</sup>의 자유진동 해석에도 NDIF법을 응용하였다. 근래에 와서는 NDIF법의 효율성을 높이기 위한 연구의 일환으로, NDIF의 대수 고유치 문제로의 정식화 방법에 대한 다양한 연구<sup>(12-15)</sup>를 수행하였다.

NDIF법의 가장 큰 특징은 경계요소법과 마찬가지로 해석 대상 물체의 경계만을 이산화하나, 노드와 노드 사이에는 어떠한 보간함수도 사용하지 않는 것이다. 이러한 특징으로 인해 NDIF법은 유한요소법 및 경계요소법에 비해 보다 정밀한 해를 제공할 뿐 아니라 적은 수치 계산량을 필요로 하는 장점을 가지고 있다.

그러나 NDIF법에서 노드의 개수를 증가시킬 경우,

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Hansung University  
E-mail : swkang@hansung.ac.kr

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

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

노드와 노드 사이가 너무 근접하게 되어서, 각각의 노드에 대해 독립적으로 정의되는 기저 함수(base function)들 간의 독립성이 떨어지게 된다. 결과적으로는 시스템 행렬이 특이 특성(singular characteristics)을 가지게 되어서 수렴된 해를 제공 못하는 문제점이 NDIF법에서는 발생하게 된다.

저자는 이러한 문제점을 극복하기 위해, 평면파(plane wave) 형태의 급수 함수(series function)를 이용한 고정밀도 고유치 추출 기법을 개발하여 고정단 임의 형상 평판<sup>(16)</sup>, 멤브레인<sup>(17)</sup>, 음향 공동<sup>(18)</sup>에 적용하였다. 이 논문에서는 저자의 이전 연구<sup>(16-18)</sup>를 확장하여 단순지지 경계와 고정단 경계로 구성된 혼합 경계를 가진 임의 형상 평판을 적은 수치 계산량으로도 자유진동 해석이 가능한 효율적인 이론을 정립하고자 한다.

한편, 저자의 이전 연구<sup>(16-18)</sup>와는 달리, 가정된 해에 포함된 미지수의 개수와 경계조건 식의 개수가 달라서, 시스템 행렬이 정사각 행렬로 추출되지 않는 문제점이 혼합 경계조건을 가진 평판을 다루는 이 연구에서 발생한다. 이 논문에서는 이러한 문제점을 해결하기 위한 새로운 방안이 제안된다.

## 2. 이론 정식화

### 2.1 지배방정식과 경계조건

임의 형상 평판의 자유진동 지배방정식은 다음과 같이 주어진다<sup>(19)</sup>.

$$\nabla^4 W - \Lambda^4 W = 0 \tag{1}$$

$$\Lambda = (\rho \omega^2 / D_E)^{1/4} \tag{2}$$

여기서  $W$ 는 평판의 진동 변위,  $\Lambda$ 는 주파수 파라미터,  $\rho$ 는 평판의 면밀도,  $\omega$ 는 각주파수(angular frequency),  $D_E$ 는 판강성(flexural rigidity of plate)을 나타낸다.

고정단 경계조건 식은 다음과 같이 주어진다<sup>(19)</sup>.

$$W_\Gamma = 0, \quad \partial W_\Gamma / \partial n = 0 \tag{3,4}$$

여기서  $\Gamma$ 는 평판의 경계를 의미하며,  $n$ 은 경계에서의 법선 방향을 의미한다.

그리고 단순지지 경계조건 식은 다음과 같이 주어진다<sup>(12)</sup>.

$$W_\Gamma = 0, \quad \frac{\partial^2 W_\Gamma}{\partial n^2} + \frac{\nu}{R} \frac{\partial W_\Gamma}{\partial n} = 0 \tag{5,6}$$

여기서  $R, n, \nu$ 는 각각 경계 곡률 반경, 경계 법선 방향, 푸아송비(Poisson's ratio)를 나타낸다. 만약 직선 경계들로만 구성된 다각형 평판으로만 가정한다면, 식 (5)에 의해 자동으로 만족하므로, 식 (6)은 고려될 필요가 없다<sup>(19)</sup>. 결과적으로 고차 미분항이 포함된 경계조건항을 계산할 필요가 없게 되어서 수치 계산량을 줄이는 효과가 발생하나(해의 수렴성도 좋아짐), 앞에서 언급한 바와 같이 시스템 행렬이 비정사각 행렬이 되는 문제점이 발생한다.

### 2.2 자유진동해 가정

Fig. 1 또는 Fig. 2와 같이 무한 평판 위에  $N_E$ 개의 모서리를 가진 해석 대상 다각형 평판이 놓여 있다고 가정한다. 그리고 해석 대상 평판의 모서리들  $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_{N_E}$

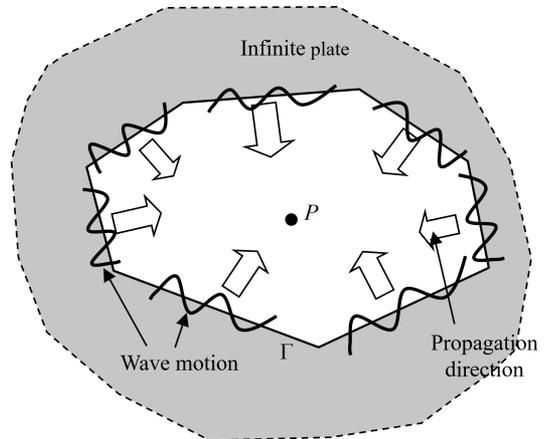


Fig. 1 Polygonal plate located on an infinite plate

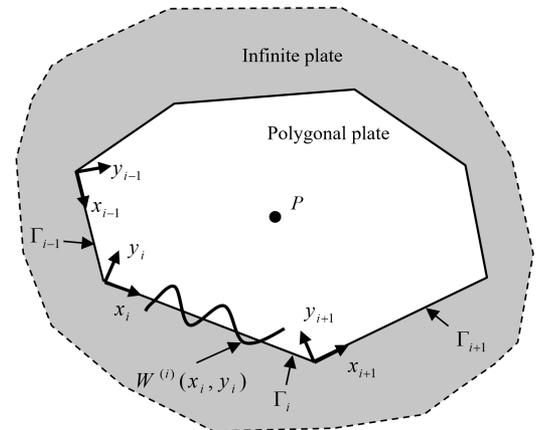


Fig. 2 Local coordinates  $(x_i, y_i)$  and wave motion  $W^{(i)}$  at boundary  $\Gamma_i$

에서 식 (7)과 같은 시리즈 함수들의 중첩으로 표현되는 파동이 발생하여 평판의 내부로 전파되어간다고 가정한다<sup>(16,19)</sup>. 참고로 파동의 진동 방향은 (평판의 진동 방향과 동일하게) 지면에 수직 방향이다.

$$W^{(i)}(x_i, y_i) = \sum_{m=1}^{N_h} \left[ A_m^{(i)} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \exp \left( j \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) + B_m^{(i)} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \exp \left( \sqrt{\omega^2 + \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) \right] \quad (7)$$

$i = 1, 2, \dots, N_c$

여기서  $A_m^{(i)}$ 과  $B_m^{(i)}$ 은 파동의 진폭과 관련된 미지 계수,  $x_i$ 와  $y_i$ 는  $i$ 번째 모서리  $\Gamma_i$ 에 정의된 지역 좌표계 좌표를 의미한다. 그리고  $L_i$ 는 모서리  $\Gamma_i$ 의 길이,  $\omega$ 는 각주파수,  $j$ 는 순허수,  $N_h$ 는 파동을 표현하기 위해 사용된 시리즈 함수의 개수를 의미한다. 참고로 식 (7)은 지배방정식 식 (1)을 만족한다.

한편, 무한 평판 위에 놓인 다각형 평판의 내부 점  $P$ 에서의 진동 변위는 모서리에서 발생한 파동들이 점  $P$ 에 도달했을 때의 변위들의 중첩으로 가정한다. 그러면 점  $P$ 에서의 진동 변위는 식 (8)과 같이 표현될 것이다.

$$W_{total}(x, y) = \sum_{i=1}^{N_c} W^{(i)}(x_i, y_i) \quad (8)$$

여기서  $x$ 와  $y$ 는 광역 좌표계(global coordinates)에 대한 평판 내부 또는 경계 상의 점  $P$ 의 좌표를 나타낸다. 이 논문에서는 식 (8)을 해석 대상 다각형 평판의 자유진동해로 가정한다. 가정된 자유진동해 식 (8) 또한 지배방정식 식 (1)을 만족한다. 왜냐하면 식 (8)은 지배방정식을 만족하는 식 (7)의 선형결합이기 때문이다.

### 2.3 경계 변위와 경계 기울기 가정

먼저 해석 대상 평판의  $N_c$ 개의 모서리 중에  $N_c$ 개는 고정단 경계조건을 가지며  $N_s$ 개는 단순지지 경계조건을 가지는 것으로 가정한다. 그리고 잠정적으로 고정단 경계(모서리)에서의 변위와 기울기는 식 (9)와 식 (10)과 같이 시리즈 함수의 중첩으로 각각 가정한다.

$$W_{total}(x, y)|_{y_r=0} = \sum_{n=1}^{N_h} C_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r}, \quad (9)$$

$r = 1, 2, \dots, N_c$

$$\frac{\partial}{\partial y_r} W_{total}(x, y)|_{y_r=0} = \sum_{n=1}^{N_h} D_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r}, \quad (10)$$

$r = 1, 2, \dots, N_c$

여기서  $\partial/\partial y_r$ 는  $r$ 번째 모서리의 법선 방향으로의 편미분을 의미한다. 마찬가지로, 단순지지 경계(모서리)에서의 변위도 식 (11)과 같이 시리즈 함수의 중첩으로 가정한다.

$$W_{total}(x, y)|_{y_r=0} = \sum_{n=1}^{N_h} C_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r}, \quad (11)$$

$r = N_c + 1, N_c + 2, \dots, N_c$

식 (9)~식 (11)에서 사인 함수 대신 코사인 함수를 사용해도 무방하나, 나중에 변위와 기울기 0 조건을 만족시키기 위해 필요한 시리즈 함수의 개수가 사인 함수가 코사인 함수 보다 적게 필요한 것으로 이 연구에서 밝혀졌기 때문이다.

### 2.4 경계조건 적용 및 시스템 행렬 추출

앞에서 가정된 다각형 평판의 자유진동해 식 (8)은 지배방정식을 만족한다. 그래서 식 (8)이 자유진동해가 되기 위해서는 잠정적으로 가정된 경계조건 식 (9)~식 (11)을 만족하기만 하면 된다. 이를 위해 식 (9)~식 (11)에 식 (8)을 대입하면 다음과 같은 식을 각각 얻을 수 있다. 참고로 아래 식에서  $r$ 번째 모서리의 지역 좌표는  $y_r = 0$ 에 해당한다.

$$\sum_{i=1}^{N_c} W^{(i)}(x_i, y_i)|_{y_r=0} = \sum_{n=1}^{N_h} C_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r}, \quad (12)$$

$r = 1, 2, \dots, N_c$

$$\sum_{i=1}^{N_c} \frac{\partial}{\partial y_r} W^{(i)}(x_i, y_i) \Big|_{y_r=0} = \sum_{n=1}^{N_h} D_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r}, \quad (13)$$

$r = 1, 2, \dots, N_c$

$$\sum_{i=1}^{N_c} W^{(i)}(x_i, y_i)|_{y_r=0} = \sum_{n=1}^{N_h} C_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r}, \quad (14)$$

$r = N_c + 1, N_c + 2, \dots, N_c$

먼저 식 (7)을 식 (12)에 대입한 후에, 사인 시리즈 함수들의 직교성을 이용하기 위하여 양변에  $\sin q\pi x_r/L_r$

을 곱한 후 0에서  $L_r$ 까지 적분하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^{N_c} \sum_{m=1}^{N_h} \int_0^{L_r} \left[ A_m^{(i)} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \exp \left( j \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) + \right. \\ & B_m^{(i)} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \exp \left( \sqrt{\omega^2 + \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) \left. \right] \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r \\ & = \sum_{n=1}^{N_h} \int_0^{L_r} C_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r} \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r, \\ & r = 1, 2, \dots, N_c; \quad q = 1, 2, \dots, N_h \end{aligned} \tag{15}$$

사인시리즈 함수들 간의 직교성을 식 (15)의 우변 항에서 고려하면 식 (15)의 우변은 다음과 같이 간단히 된다.

$$\sum_{n=1}^{N_h} \int_0^{L_r} C_n^{(r)} \sin \frac{n\pi x_r}{L_r} \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r = \frac{L_r}{2} C_q^{(r)} \tag{16}$$

식 (16)의 결과를 식 (15)에 대입한 후 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} & \sum_{i=1}^{N_c} \sum_{m=1}^{N_h} \frac{2}{L_r} \int_0^{L_r} \left[ A_m^{(i)} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \exp \left( j \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) + \right. \\ & B_m^{(i)} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \exp \left( \sqrt{\omega^2 + \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) \left. \right] \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r = C_q^{(r)}, \\ & r = 1, 2, \dots, N_c; \quad q = 1, 2, \dots, N_h \end{aligned} \tag{17}$$

식 (17)을 간단한 형식으로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$\sum_{i=1}^{N_c} \sum_{m=1}^{N_h} A_m^{(i)} GM_{(q,m)}^{(i,r)} + B_m^{(i)} HM_{(q,m)}^{(i,r)} = C_q^{(r)}, \tag{18}$$

$$r = 1, 2, \dots, N_c; \quad q = 1, 2, \dots, N_h$$

여기서  $GM_{(q,m)}^{(i,r)}$  와  $HM_{(q,m)}^{(i,r)}$  은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} GM_{(q,m)}^{(i,r)} & = \frac{2}{L_r} \int_0^{L_r} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \times \\ & \exp \left( j \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r \end{aligned} \tag{19}$$

$$\begin{aligned} HM_{(q,m)}^{(i,r)} & = \frac{2}{L_r} \int_0^{L_r} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \times \\ & \exp \left( \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r \end{aligned} \tag{20}$$

마지막으로 식 (18)을 행렬식의 형태로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$GM_c \cdot A + HM_c \cdot B = C_c \tag{21}$$

여기서 아래 첨자  $c$ 는 고정단(clamped) 경계를 의미하며, 행렬  $GM_c$ 과  $HM_c$ , 미지 계수 벡터,  $A, B, C_c$ 는 다음과 같다.

$$GM_c = \begin{bmatrix} GM^{(1,1)} & GM^{(1,2)} & \dots & GM^{(1,N_e)} \\ GM^{(2,1)} & GM^{(2,2)} & \dots & GM^{(2,N_e)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ GM^{(N_c,1)} & GM^{(N_c,2)} & \dots & GM^{(N_c,N_e)} \end{bmatrix} \tag{22}$$

$$HM_c = \begin{bmatrix} HM^{(1,1)} & HM^{(1,2)} & \dots & HM^{(1,N_e)} \\ HM^{(2,1)} & HM^{(2,2)} & \dots & HM^{(2,N_e)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ HM^{(N_c,1)} & HM^{(N_c,2)} & \dots & HM^{(N_c,N_e)} \end{bmatrix} \tag{23}$$

$$A = \{A^{(1)}, A^{(2)}, \dots, A^{(N_e)}\}^T \tag{24}$$

$$B = \{B^{(1)}, B^{(2)}, \dots, B^{(N_e)}\}^T \tag{25}$$

$$C_c = \{C^{(1)}, C^{(2)}, \dots, C^{(N_e)}\}^T \tag{26}$$

참고로, 식 (22), 식 (23)에서 알 수 있듯이 행렬  $GM$ 과  $HM$ 의 크기는 둘다  $(N_h \cdot N_c) \times (N_h \cdot N_e)$ 이다.

다음으로, 식 (13)에 대해서도 식 (15)~식 (26)의 과정을 반복하면 다음과 같은 행렬식이 얻어진다.

$$JM_c \cdot A + KM_c \cdot B = D_c \tag{27}$$

여기서 행렬  $JM_c$ 과  $KM_c$ 의 크기는 둘다  $(N_h \cdot N_c) \times (N_h \cdot N_e)$ 이며 성분은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} JM_{(q,m)}^{(i,r)} & = \frac{2}{L_r} \frac{\partial}{\partial y_r} \int_0^{L_r} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \\ & \times \exp \left( j \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r \end{aligned} \tag{28}$$

$$\begin{aligned} KM_{(q,m)}^{(i,r)} & = \frac{2}{L_r} \frac{\partial}{\partial y_r} \int_0^{L_r} \sin \frac{m\pi x_i}{L_i} \\ & \times \exp \left( \sqrt{\omega^2 - \left( \frac{m\pi}{L_i} \right)^2} y_i \right) \sin \frac{q\pi x_r}{L_r} dx_r \end{aligned} \tag{29}$$

마지막으로, 식 (14)에 대해서도 식 (15)~ 식 (26)의 과정을 반복하면 다음과 같은 행렬식이 얻어진다.

$$\mathbf{GM}_s \cdot \mathbf{A} + \mathbf{HM}_s \cdot \mathbf{B} = \mathbf{C}_s \tag{30}$$

여기서 아래 첨자  $s$ 는 단순지지(simply-supported) 경계를 의미하며, 행렬  $\mathbf{GM}_c$ 과  $\mathbf{HM}_c$ 의 크기는 둘다  $(Nh \cdot Nc) \times (Nh \cdot Ne)$ 이며 성분은 식 (19), 식 (20)에 의해 각각 주어진다.

위에서 얻은 세 개의 행렬식 식 (21), 식 (27), 식 (30)을 하나의 시스템 행렬식으로 통합하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{GM}_c & \mathbf{HM}_c \\ \mathbf{JM}_c & \mathbf{KM}_c \\ \mathbf{GM}_s & \mathbf{HM}_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{A} \\ \mathbf{B} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{C}_c \\ \mathbf{D}_c \\ \mathbf{C}_s \end{Bmatrix} \tag{31}$$

식 (31)을 살펴보면, 미지 벡터  $\mathbf{A}$ 와  $\mathbf{B}$ 에 포함된 미지수의 개수는  $Nh \cdot 2Ne$ 개인데, 이들 미지수가 포함된 식들의 개수는  $Nh \cdot (2Nc + Ns)$ 개로, 식의 개수가 부족하다. 그래서 추가적으로  $Ns$ 개 식이 필요하다. 저자의 이전 연구<sup>(17)</sup>에서 단순지지 평판(또는 멤브레인)의 경우 식 (7)에서 우변의 첫 번째 항만 자유진동해로 사용되기 때문에 미지 벡터  $\mathbf{B}$ 가 시스템 행렬식에 나타나지 않는다는 사실을 고려하면, 식 (30)으로부터 다음과 같은 추가 조건식이 구해진다.

$$\mathbf{HM}_s \cdot \mathbf{B} = 0 \tag{32}$$

이제 식 (32)를 식 (31)에 포함시키면 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{GM}_c & \mathbf{HM}_c \\ \mathbf{JM}_c & \mathbf{KM}_c \\ \mathbf{GM}_s & \mathbf{HM}_s \\ 0 & \mathbf{HM}_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{A} \\ \mathbf{B} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{C}_c \\ \mathbf{D}_c \\ \mathbf{C}_s \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{33}$$

식 (33)으로부터 주파수 파라미터  $\lambda$ 의 함수인 최종 시스템 행렬  $\mathbf{VM}(\lambda)$ 은 다음과 같이 정의된다.

$$\mathbf{VM}(\lambda) = \begin{bmatrix} \mathbf{GM}_c & \mathbf{HM}_c \\ \mathbf{JM}_c & \mathbf{KM}_c \\ \mathbf{GM}_s & \mathbf{HM}_s \\ 0 & \mathbf{HM}_s \end{bmatrix} \tag{34}$$

참고로 시스템 행렬  $\mathbf{VM}(\lambda)$ 은 정사각 행렬이며, 크기는  $(Nh \cdot 2Ne) \times (Nh \cdot 2Ne)$ 이다. 한편, 해석 대상 평판의 고정단 경계에서는 변위와 기울기가 동시에 0이고 단

순지지 경계에서는 변위가 0이므로, 이들 조건을 만족하기 위해서는 미지 계수 벡터  $\mathbf{C}_c, \mathbf{D}_c, \mathbf{C}_s$ 는 모두  $\mathbf{0}$  벡터가 된다. 이러한 사실로부터 식 (33)은 다음과 같이 된다.

$$\mathbf{VM}(\lambda) \begin{Bmatrix} \mathbf{A} \\ \mathbf{B} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{35}$$

마지막으로, 평판의 고유치는 시스템 행렬  $\mathbf{VM}(\lambda)$ 의 판별식(determinant)이 0이 되게 하는 주파수 파라미터 값으로부터 구해질 수 있다.

### 3. 정립된 정식 검증

앞의 2장에서 정립된 정식을 증명하기 위하여, Fig. 3과 같이 다양한 경계조건을 가진 직사각형 평판이 검증 예제로 고려된다. 먼저 Fig. 3(a)의 CCSS 경계를 가진 평판에 대한 고유치가 이 논문에서 제안된 방법에 의해 구해졌다. 그 결과는 Table 1에 요약되었다.

Table 1에서 제안된 방법과 FEM(ANSYS)에 의해 구해진 고유치 값들을 비교해보면, 제안된 방법은 급수 함수를 4개만을 사용( $Nh=4$ )해도 1677개의 노드를

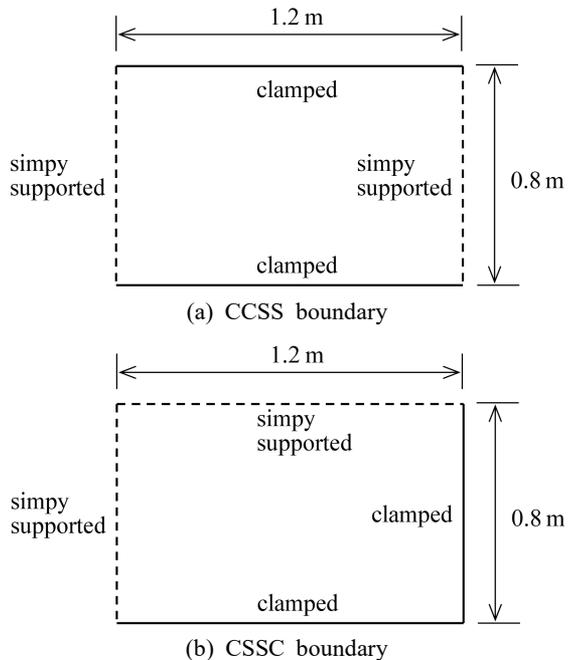


Fig. 3 Rectangular plate with various boundary conditions

**Table 1** Eigenvalues of the rectangular plate with CCSS boundary by the proposed method, FEM (ANSYS) and Leissa<sup>(20)</sup> method

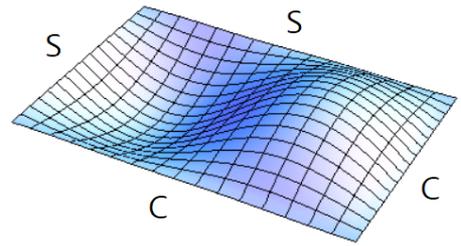
	Proposed method			FEM (1677 nodes)	Leissa <sup>(20)</sup>
	$Nh = 3$	$Nh = 4$	$Nh = 5$		
1	6.25	6.25	6.25	6.25	6.26
2	7.40	7.40	7.40	7.40	7.41
3	9.24	9.24	9.24	9.24	9.25
4	10.1	10.1	10.1	10.1	10.1
5	10.9	10.9	10.9	10.9	10.9
6	None	11.5	11.5	11.5	11.5

**Table 2** Eigenvalues of the rectangular plate with CCSS boundary by the proposed method and FEM (ANSYS)

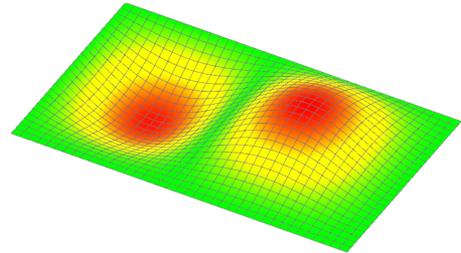
	Proposed method				FEM (1677 nodes)
	$Nh = 3$	$Nh = 4$	$Nh = 5$	$Nh = 6$	
1	5.58	5.58	5.58	5.58	5.58
2	7.28	7.29	7.29	7.29	7.29
3	9.21	9.21	9.21	9.21	9.21
4	9.46	9.47	9.47	9.47	9.47
5	10.3	10.3	10.3	10.3	10.3

사용한 FEM에 수렴하는 결과를 제공함을 확인할 수 있다. 그리고  $Nh = 3$ 인 경우에는 6번째 고유치가 구해지지 않음을 확인할 수 있는데, 이는 6번째 고유모드 형상을 3개의 급수 함수의 중첩으로 나타낼 수가 없기 때문인 것으로 추정된다. 추가적으로, 제안된 방법은 Leissa<sup>(20)</sup> 방법보다 FEM 결과에 더 근접한 고유치들을 제공함을 확인할 수 있다. 참고로 이 평판에 대한 고유 모드 형상들도 제안된 방법에 의해 성공적으로 추출되었으며, 지면 관계상 제시를 생략한다.

다음으로, Fig. 3(b)의 CCSS 경계를 가진 평판에 대한 고유치가 제안된 방법에 의해 구해졌으며, 그 결과는 Table 2에 요약되었다. Table 2에서  $Nh = 3$ 인 경우 2번째와 4번째 고유치가 아직 수렴이 되지 않았음을 확인할 수 있다. 급수 함수의 개수를 하나씩 증가시켜 보면,  $Nh = 4$ 인 경우에 고유치들은 이미 수렴되었음을 확인할 수 있으며, 이들 수렴된 값은 FEM 결과와 정확히 일치함도 확인할 수 있다. Fig. 4는 제안된 방법에 의해 구해진 CCSS 경계를 가진 평판의 두 번째 모드를 보여 주며, 이 모드 형상이 ANSYS에 의해 구한 모드 형상과 잘 일치함을 확인할 수 있다.



(a) Proposed method



(b) FEM (ANSYS)

**Fig. 4** The second mode shapes of the CCSS plate obtained by the proposed method and FEM (ANSYS)

#### 4. 결 론

이 논문에서는 혼합 경계(단순지지 및 고정단 경계)를 가진 임의의 형상 평판에 대한 ‘평면과 형태의 급수 함수를 이용한 고정밀도 고유치 해석 기법’을 성공적으로 제안하였다. 또한 두 가지 예제 검증을 통해 제안된 기법의 정확성과 수렴성을 확인하였다. 향후 추가 연구에서는 보다 다양한 형상의 평판에 대해 제안된 기법의 타당성 검증이 이루어질 예정이다.

#### 후 기

이 연구는 한성대학교 교내학술연구비 지원 과제임.

#### References

- (1) Bathe, K., 1982, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-hall, New Jersey.
- (2) Brebbia, C. A., Telles, J. C. F. and Wrobel, L. C., 1984, Boundary Element Techniques, Springer-verlag, New York.
- (3) Kang, S. W. and Lee J. M., 2001, Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Plates with Clamped Edges Using Wave-type Functions, Journal of Sound and Vibration, Vol. 242, No. 1, pp. 9~26.
- (4) Kang, S. W., 2002, Free Vibration Analysis of Arbi-

trarily Shaped Plates with a Mixed Boundary Condition Using Non-dimensional Dynamic Influence Functions, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 256, No. 3, pp. 533~549.

(5) Kang, S. W., Kim, I. S. and Lee, J. M., 2003, Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Plates with Free Edges Using Non-dynamic Influence Functions, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 13, No. 10, pp. 821~827.

(6) Kang, S. W., 2007, Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Polygonal Plates with Free Edges by Considering the Phenomenon of Stress Concentration at Corners, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 220~225.

(7) Kang, S. W., Kim, I. S. and Lee, J. M., 2008, Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Plates with Smoothly Varying Free Edges Using NDIF Method, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 130, No. 4, pp. 041010.1~041010.8 doi: 10.1115/1.2730531.

(8) Kang, S. W. and Atluri, S. N., 2008, Development of Meshless Method for Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Free Plates Using Local Polar Coordinates, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 18, No. 6, pp. 674~680.

(9) Kang, S. W. and Yoon, J. I., 2011, Development of NDIF Method for Highly Accurate Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Plates with Simply Supported Boundary Condition, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 21, No. 2, pp. 186~193.

(10) Kang, S. W. and Yoon, J. I., 2012, Development of the NDIF Method Using a Sub-domain Method Approach for Extracting Highly Accurate Natural Frequencies of Arbitrarily Shaped Plates, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 9, pp. 830~836.

(11) Kang, S. W., Atluri, S. and Kim, S. H., 2012, Application of Nondimensional Dynamic Influence Function Method for Free Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Membranes, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 134, No. 4, pp. 041008.1~041008.8. doi: 10.1115/1.4006414.

(12) Kang, S. W. and Yon, J. I., 2013, New Formulation of MNDIF Method for Extracting Accurate Natural Frequencies of Plates, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 8, pp. 725~733.

(13) Kang, S. W. and Atluri, S., 2015, Improved Non-

dimensional Dynamic Influence Function Method Based on Two-domain Method for Vibration Analysis of Membranes, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 7, No. 2, pp. 1~8.

(14) Kang, S. W. and Atluri, S., 2016, Improved NDIF Method for Vibration Analysis of Arbitrarily Shaped Plates with Clamped Edges, *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 8, No. 3, pp. 1~8.

(15) Kang, S. W., 2017, New Formulation of NDIF Method for Highly Accurate Eigenvalue Analysis of Arbitrarily Shaped Plated, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 27, No. 5, pp. 622~628.

(16) Kang, S. W., 2007, Free Vibration Analysis of Clamped Plates with Arbitrary Shapes Using Series Functions, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 13, No. 10, pp. 531~538.

(17) Kang, S. W. and Yon, J. I., 2009, Eigenvalue Analysis of Arbitrarily Shaped, Concave Membranes with a Deep Groove Using a Sub-domain Methods, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 10, pp. 1069~1074.

(18) Kang, S. W., 2018, Eigenvalue Analysis of Arbitrarily Shaped, Acoustic Cavities using Two-domain Method, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 28, No. 4, pp. 410~416.

(19) Meirovitch, L., 1967, *Analytic Methods in Vibrations*, Macmillan Publishing, New York, pp. 179~182.

(20) Blevins, R. D., 1979, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Litton Education Publishing, New York, pp. 239~245.



**Sang-Wook Kang** received a B.S., M.S. and Ph.D. degree in Dept. of Mechanical Design Engineering from Seoul National University in 1992, 1994 and 1999, respectively. He is currently working in Hansung University as a professor of the mechanical system engineering. His research interests include the development of NDIF method for free vibration analysis of membrane, acoustic cavities, and plates with general shapes.

# 전달경로해석을 이용한 드럼세탁기의 기여도 평가 프로세스 정립

## Establishing Procedure of Contribution Analysis on Drum Type Washing Machine Using Transfer Path Analysis

이 옥 동\* · 오 재 응†  
Ok-Dong Lee\* and Jae-Eung Oh†

(Received February 26, 2019 ; Revised March 14, 2019 ; Accepted March 21, 2019)

**Key Words** : Transfer Path Analysis(전달경로해석), Drum Type Washing Machine(드럼 세탁기), Procedure of Contribution Analysis(기여도 평가 프로세스)

### ABSTRACT

Transfer paths are complex and difficult to analyze. The characteristics of vibration and noise transmission are also complex and various vibrations and noise sources are correlated. In this study, we experimentally investigated the noise and vibration transmission mechanisms of a drum-type washing machine. In addition, we analyzed the transfer path and coherence using the multi-dimensional spectral analysis approach designed to remove correlations by implementing coherence and frequency response functions to the operating status. Finally, we estimated the contributions of individual components to the output noise radiated by structural vibrations.

### 1. 서 론

최근 생활 수준이 높아짐에 따라 쾌적한 환경에 대한 요구는 날로 증가하고 있다. 특히, 생활에 밀접한 관계를 갖는 가전제품에 대한 사용자들은 저소음화를 요구하고 있다. 이에 따라 제품 설계자들의 소음·진동 문제에 대한 관심은 지속적으로 증가하고 있다.

가전제품의 소음·진동 발생원인 및 발생기구는 매우 복잡할 뿐 아니라 이의 규명도 용이하지 않다. 따라서, 진동·소음원의 전달경로를 정량적으로 해석하여 보다 효과적인 저감대책의 근거를 마련할 필요가 있다. 세탁기의 소음은 세탁, 탈수기능에서 모두 발생될 수 있는데, 특히 탈수 시 세탁물의 분포상태에 따라 편심 질량에 의한 소음이 더 크게 발생하기도 한다.

가전제품 중 특히 세탁기의 소음·진동 현상은 모든 소음·진동 공학의 문제를 포함하고 있다고 해도 과언이 아닐 정도로 다양하다. 특히 가진원으로부터 수음점에 이르는 전달경로는 복잡하며 그 해석은 상당히 곤란한 경우가 많다. 따라서 정확하고 효과적인 방진·방음 설계를 하기 위해서는 소음·진동원이 어떤 성질을 가지고 있으며 어떤 경로로 전달되어 오는 것인가에 대한 각 소음·진동원의 기여도를 파악하는 것이 중요하다. 기여도 평가 기법을 이용한 드럼세탁기 전체 시스템의 소음 특성에 대한 기본적인 연구로서 3입력-1출력 시스템으로 가정된 세탁기의 기여도 평가를 수행하였다<sup>(1)</sup>. 이 연구에서는 내부의 다양한 소음원을 고려한 출력소음 기여도 분석이 수행되지 않아 각 입력원의 출력소음에 대한 정량적 기여도 분석 및 기여순위를 결정하지 못했다. 따라서, 실제 구동조건에서 주

† Corresponding Author; Fellow Member, Hanyang University  
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr

\* Division of Urban Planning, Department of Real Estate, SungKyul University

‡ Recommended by Editor Soo Il Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

요 소음원을 판별하고 어떤 소음·진동이 전달되는 것인가를 정량적으로 구하는 방법을 체계화하여 현장에서 보다 효율적인 방법으로 사용할 수 있도록 할 필요가 있다.

또한, 세탁기와 같은 실제 구조물의 경우 소음·진동 전달 특성이 매우 복잡할 뿐 아니라 여러 소음·진동원이 존재하고 이들의 상관관계가 존재할 때가 많으므로 계의 해석이 더욱 복잡하고 어려워진다. 이와 같이 복잡한 구조물일 경우에는 가진력과 전달함수를 정확하게 파악하기 위해 주파수 응답함수법(FRF: frequency response function)을 많이 이용하였다. 이 방법은 각 진동원과 소음원간의 상관관계가 존재할 경우 전달 특성을 규명하는데 사용되었다. 상관관계 및 실험조건과 실제 운전조건에서 발생하는 차이에 대한 문제를 해결하기 위하여 2005년 일본 HONDA社의 Kousuke Noumura 및 Junji Yoshida 등은 주파수 응답함수가 필요하지 않은 실제 작동상태에서 CTC(cross-talk-cancellation)를 이용하여 상관관계를 제거하는 전달 경로해석법을 제안하였다<sup>(2,3)</sup>. 이러한 상관관계를 제거하는 전달 경로해석법은 다양한 분야에 적용되어 널리 사용되어 왔다<sup>(4-6)</sup>.

따라서, 이 연구에서는 드럼세탁기 작동에 의해 발생하는 소음 저감을 위하여 내부에 존재하는 주요 소음원을 파악하여 실험적인 전달 경로해석을 이용한 입-출력 소음간 정량적 기여도 분석을 수행하였다. 하중 및 경계조건을 고려한 운전조건에서 세탁기의 목적 주파수를 선정하고 기여도 분석 및 전달 경로해석을 통하여 주요 대상부품을 선정하였다. 이를 통하여 기여순위를 판별하며 제품 설계에 활용 가능하도록 하였다.

## 2. 다차원스펙트럼 해석

신호처리 기법을 이용한 다차원 스펙트럼 해석은 신호들 간의 상호 상관이 존재할 때 다른 입력의 영향을 제거한 최적 선형 주파수 응답 함수를 이용한다<sup>(7)</sup>. 즉 입력간 또는 입-출력간의 상관 관계를 고려하여 입력이 출력에 미치는 순수한 기여도를 평가하는데 사용되고 있다<sup>(7-10)</sup>. 이 연구에서 입력과 출력에 대한 전달함수를 계산하기 위해서 단일입력 단일출력 관계를 식 (1)과 같이 나타낸다.

$$y(t) = h(t) \cdot x(t) \tag{1}$$

식 (1)을 Fourier 변환하면 식 (2)와 같다.

$$Y(f) = H(f) \cdot X(f) \tag{2}$$

Fourier 변환 식의 양변에 기대값  $E[\ ]$ 를 취하면 식 (3)과 같이 스펙트럼으로 변환 가능하다.

$$S_{yy}(f) = H(f) \cdot S_{xx} \tag{3}$$

복잡한 전달관계에서 입-출력간의 다중입력/단일출력 모델을 적용하여 Fig. 1에 나타내었다.

특히 이 연구에서 주목하는 드럼세탁기는 여러 전달경로가 결합되어 있기 때문에 전달경로간에 서로 상관성이 클 경우의 출력 스펙트럼은 식 (4)와 같이 표현한다.

$$S_{yy}(f) = \sum_{j=1}^q \sum_{i=1}^q H_{ij}^*(f) H_{ij}(f) S_{ij}(f) + S_{nm}(f) \tag{4}$$

$H_{ij}(f)$ 는  $i$ 번째 입력과 출력  $y$ 에 관계하는 전달함수를 나타내며,  $S_{ij}(f)$ 는 입력  $X_i(f)$ 와  $X_j(f)$  간의 상호 파워 스펙트럼을 나타낸다. 또한  $H_{ij}^*(f)$ 는 전달함수  $H_{ij}(f)$ 의 공액 복소수를 나타내며 전달경로 간의 기여관계를 나타낸다.

$S_{nm}(f)$ 는 잡음  $N(f)$ 의 파워 스펙트럼을 나타내고 있다. 예를 들면,  $q=2$ 일 때 식 (4)는 식 (5)로 간단히 표현할 수 있다.

$$S_{yy}(f) = S_{1y}(f) + S_{2y}(f) = \begin{bmatrix} S_{1y} \\ S_{2y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \tag{5}$$

2-입력 단일 출력계에 대한 기여를 고려하여 계산하는 과정에 대한 measurement interference model을 Fig. 2에 나타내었다.

한편, 입력간 및 입-출력간의 기여관계를 나타내는 일반 기여도 함수(ordinary coherence function: OCF)는 식 (6), 식 (7)과 같다.

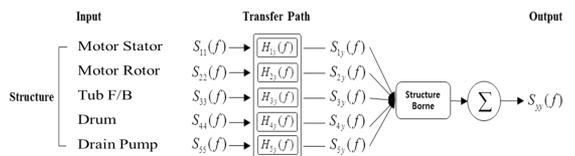


Fig. 1 Correlated multi input and single output model

$$\gamma_{ij}^2(f) = \frac{|S_{ij}(f)|^2}{S_{ii}(f)S_{jj}(f)} \tag{6}$$

(i = 1, 2, ..., q; j = 1, 2, ..., q; i ≠ j)

식 (4)에서 q=2일 때 입력간 및 입출력간 잔차 스펙트럼은 식 (8)과 같이 표현된다.

$$\gamma_{iy}^2(f) = \frac{|S_{iy}(f)|^2}{S_{ii}(f)S_{yy}(f)} \quad (i = 1, 2, \dots, q) \tag{7}$$

$$\begin{aligned} S_{11}(f) &= S_{11}(f) \\ S_{22 \cdot 1}(f) &= S_{22}(f) - |L_{12}(f)|^2 \cdot S_{11}(f) \\ S_{1y} &= S_{1y} \\ S_{2y \cdot 1} &= S_{2y}(f) - L_{1y}(f)^2 S_{12}(f) \end{aligned} \tag{8}$$

그리고 잔차 스펙트럼을 이용하여 출력 스펙트럼은 다음과 같은 식 (9)으로 얻어진다.

$$S_{yy}(f) = \sum_{i=1}^q |L_{iy}(f)|^2 \cdot S_{ii \cdot (i-1)}(f) + S_{nm}(f) \tag{9}$$

여기서 2-입력일 때 입력간 기여도가 고려된 최적전달 함수는 식 (10)과 같다.

$$L_{11} = \frac{S_{11}}{S_{11}}, L_{22} = \frac{S_{22 \cdot 1}}{S_{22}} \tag{10}$$

입력간 및 입출력간의 기여도를 고려하여 출력에 기여한 순수한 입력의 부분 기여도 함수를 식 (11)을 이용하여 나타낸다.

$$\gamma_{iy \cdot (i-1)}^2(f) = \frac{|S_{iy \cdot (i-1)}(f)|^2}{S_{ii \cdot (i-1)}(f)S_{yy \cdot (i-1)}(f)} \tag{11}$$

실제로 고려된 입력 개수가 적절하게 선택되었는지 를 알아볼 수 있는 다중 기여도 함수는 식 (12)와 같다.

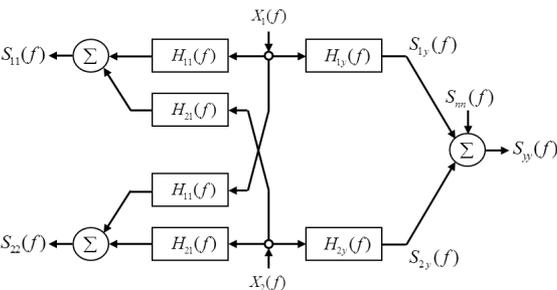


Fig. 2 Measurement interference model for two input and single output system

$$\gamma_{y \cdot q!}^2 = 1 - [(1 - \gamma_{1y}^2)(1 - \gamma_{2y \cdot 1}^2) \cdots (1 - \gamma_{qy \cdot (q-1)}^2)] \tag{12}$$

이 연구에서는 최종적으로 입력이 출력에 기여한 순수 정량적 기여량을 식 (13)에 의해 얻어진 결과를 이용하였다.

$$S_{y \cdot i \cdot (n-1)}(f) = \gamma_{iy \cdot (n-1)}^2(f) \cdot S_{yy \cdot (n-1)}(f) \tag{13}$$

### 3. 실험

목적 주파수 선정을 위하여 드럼세탁기를 탈수 시험모드 작동 하에서 600 r/min과 1200 r/min의 무 부하 작동조건 소음을 측정하였다. 실험장비는 1/2" 마이크로폰(B&K microphone power supply type 2810), (B&K), FFT analyzer(B&K Pulse)를 사용하여 세탁기의 전면 수음 위치인 전방 1 m, 높이 1 m 떨어진 곳에서 음압을 측정하였다. 측정 주파수 범위는 0 Hz ~ 1250 Hz이다. 이는 1000 Hz 이상에서 소음 레벨이 이전의 주파수 영역에서 보다 낮은 주파수 레벨을 가지며, 구조 기인 소음 특성을 감안한 것이다. Fig. 3은 음압 레벨 측정을 위한 실험 장치도이다. 동시에 각 컴포넌트의 진동이 어떻게 전달되는가를 알아보기 위해 실험을 수행하였다. 각 컴포넌트 중 모터 회전에 의한 진동 및 소음 발생원으로 추정되는 주요 입력원들에 대하여 마이크로폰 및 가속도계를 설치하여 소음 및 진동을 측정하였다. 측정된 입력신호들을 전달함수법을 이용하여 1 m 전방 출력소음에 대한 각 입력원들의 기여량을 분석하였다.



Fig. 3 The experiment set up for noise measurement

### 4. 드럼세탁기의 출력소음 기여량 분석

세탁기와 같은 실제 구조물의 경우 소음·진동 전달 특성이 매우 복잡할 뿐 아니라 여러 소음·진동원이 존재하고 이들의 상관관계가 존재할 때가 많으므로 계의 해석이 더욱 복잡하고 어려워진다. 이와 같이 복잡한 구조물일 경우에는 가진력과 전달함수를 정확하게 파악하기 어려우므로 주파수영역에서 해석하는 방법을 사용하였다, 측정된 데이터를 이용하여 입력된 간 및 입출력 간 상관관계를 제거하여 출력소음에 대한 소음·진동 입력원의 기여도 분석을 수행하였다. 드럼세탁기를 분해 가능한 subsystem으로 나누어 각 입력원이 어떠한 특성 즉 air-borne sound(AB) and structural-borne sound(SB)을 가지고 있는지 분석하였다. 세탁기의 입력 및 출력계에 대한 전달경로계의 모델을 Fig. 4에 나타내었다.

무부하 및 불평형질량 상태에서 다입력 및 단일 출력간의 전달경로를 해석하여 기여량 평가를 수행하여 Table 1에 나타내었다. 분석 결과 주요 소음원은 무부하 시 터브 공기음(tub AB) 및 터브 고체음(tub SB),

모터 공기음(motor AB) 및 모터 고체음(motor SB)이며 불평형 시 터브 공기음(tub AB) 및 터브 고체음(tub SB), 모터 공기음(motor AB)로 무부하 시 4개, 불평형 시 3개의 입력임을 알 수 있다.

따라서 전체 출력소음은 내부 tub assembly에서 기인하는 소음성분과 현가계로 전달되어 cabinet진동에 의해 발생하는 기여순위를 분석한 결과 tub AB 및 SB, motor AB 및 SB의 4개의 입력을 주요 소음원으로 선정하였다.

전달경로해석을 이용한 기여도분석 결과를 토대로 드럼세탁기의 소음발생 원인을 다음과 같이 구분할 수 있다. 첫째, 운전 중 발생한 내부 소음이 투과되어 발생하는 소음, 둘째, 운전 중 내부 소음이 cabinet을 가진하여 발생하는 구조기인 방사소음, 셋째, 현가계를 통하여 전달되는 운전 중 진동에 의한 구조기인 방사소음이다. 이러한 분석 결과를 바탕으로 진동에 의한 구조방사 소음원 중 출력소음에 직접적인 영향을 미치는 cabinet의 구조진동-소음 상관관계 분석을 통하여 cabinet의 입력선정 타당성을 검증하였다. 이를 위해 cabinet ODS측정 결과를 바탕으로 진동량이 가장 크게 발생하는 중앙부위에 가속도계를 부착하였다. 각 면 별 하나씩 총 5개의 가속도계와 각 면에서 1 m 거리에 총 5개의 마이크로폰을 사용하여 측정하였다(Fig. 5(a)).

다음으로 각 면 별 cabinet진동과 근접소음간 및 cabinet진동과 각 면 별 1 m 거리 측정소음 간 상관관계 분석을 수행하였다(Fig. 5(b)). 1 m 전방에서 측정한 cabinet출력소음에서 0 Hz ~ 1000 Hz 구간에서 주요 peak 크기 순으로 7개의 관심주파수를 선정하였다. 또한 진동-소음간 저주파수 대역 관계 분석을 위하여 21 Hz, 43 Hz 및 64 Hz를 함께 선정하였다.

각 면 별 관심주파수에서의 진동-근접소음 및 진동-1 m 측정소음 간 상관관계 분석 결과를 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었다.

전/후면에서 무부하 및 불평형 상태 모두 cabinet진동과 근접소음 간 상관관계와 진동과 1 m 측정소음 간 상관관계가 유사한 결과를 보이고 있다. 각 면에서 측정된 근접소음 및 각 면의 1 m 측정소음 모두 cabinet진동에 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

진동과 근접소음 대체적으로 0.7이상의 높은 기여도를 보임을 알 수 있다. 또한, 진동과 각 면 별 1 m 측정소음 간 높은 상관관계를 보임을 알 수 있다. 또한 대다수 관심주파수에서 0.7이상의 높은 진동-근접소음 간 상관관계를 보임에 따라 cabinet에서 발생하

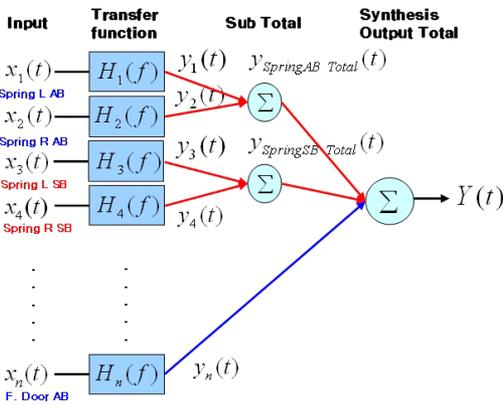


Fig. 4 Transfer path analysis for washing machine

Table 1 Result of contribution analysis using TPA

Component	Unload (dBA)	Unbalance (dBA)
Tub AB upper	50.8	51.8
Tub AB lower	51.9	52.5
Tub SB	48.9	49.0
Motor AB	48.5	50.0
Motor SB	44.7	45.8

는 진동이 구조방사를 일으키며 이때의 소음이 출력 소음에 영향을 미침을 알 수 있다.

구조기인 방사소음에 의한 정량적 영향도 파악을 위하여 Fig. 8에 나타난 각 면 별 진동과 내부소음에 대한 1 m 위치에서 측정된 소음과의 기여량을 분석하였다. 입력간 상관관계가 고려되지 않은 1 m 위치에서의

측정소음에 대한 cabinet 각 면 별 진동과 내부소음의 기여량 분석 결과를 Table 2에 나타내었다.

각 면 별 내부 소음과 cabinet 진동에 의해 발생하는 구조기인 방사소음의 기여량이 유사함을 알 수 있다. 이는 damper 및 spring을 통해 전달된 tub assembly의 가진력에 의하여 cabinet이 구조기인 방사 소음원으로

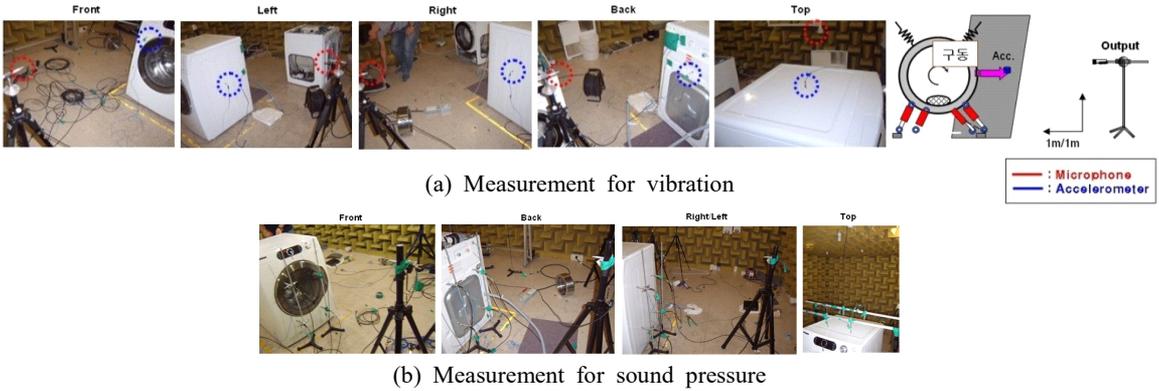


Fig. 5 Measurement set-up

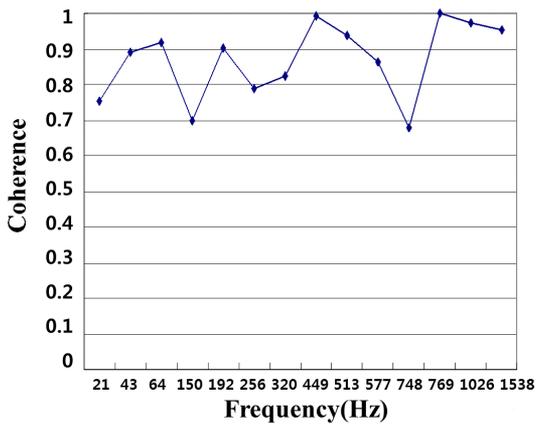


Fig. 6 Coherence between noise and vibration

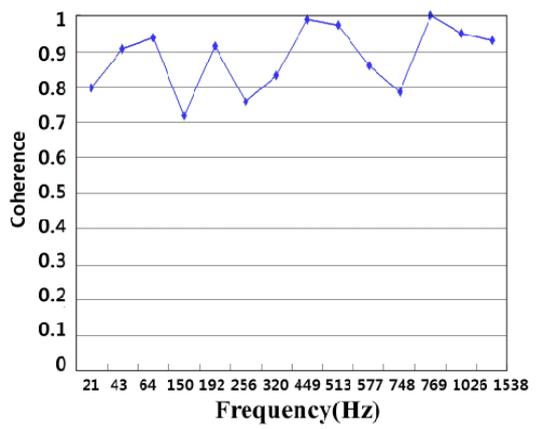


Fig. 7 Coherence between noise and vibration

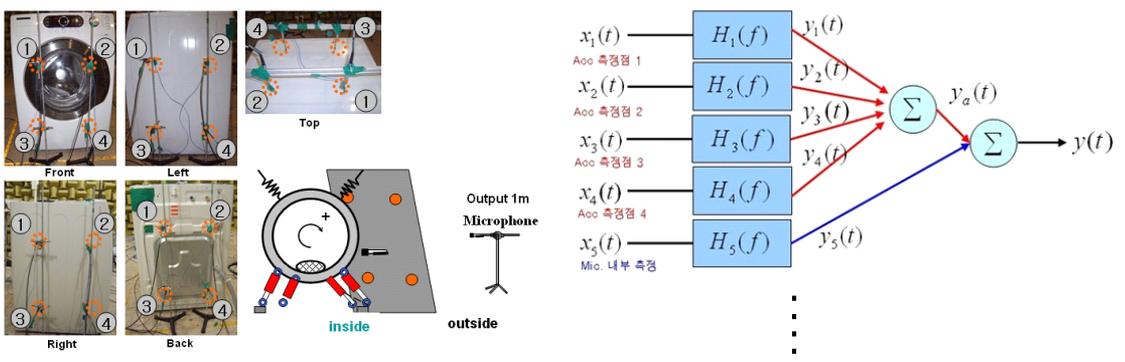


Fig. 8 Measurement set-up and TPA network

작용하였기 때문이며 cabinet진동에 의한 구조기인 방사소음의 고려가 필요함을 나타내고 있다.

상관관계를 고려하지 않을 경우 입력신호간 존재하는 상관관계에 의하여 진동-소음간 기여량이 유사하게 발생하고 있는 것으로 분석되었다(Figs. 9 ~ 10). 하지만

**Table 2** Result of contribution analysis

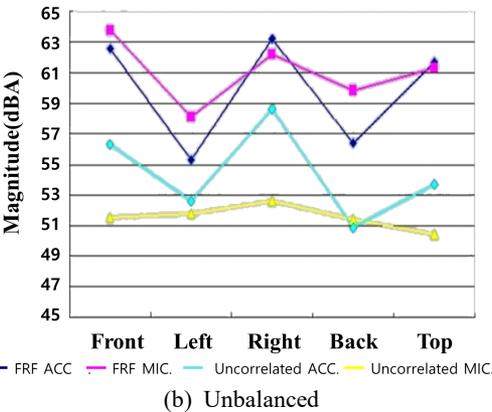
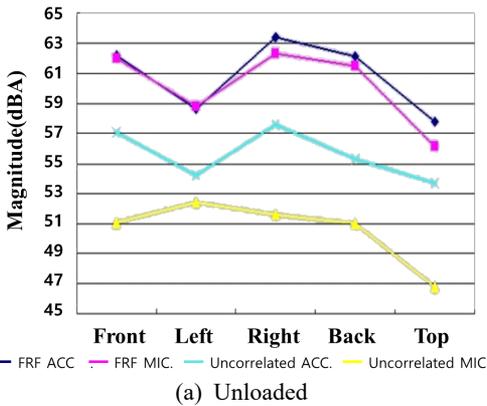
	Unload (dBA)			Unbalance (dBA)		
	ACC.	MIC.	Output (measure)	ACC.	MIC.	Output (measure)
Front	62.2	62.0	66.3 (58.5)	62.6	63.8	67.2 (59.5)
Left	58.6	58.8	63.0 (54.2)	55.3	58.1	61.5 (53.9)
Right	63.4	62.3	67.7 (59.2)	63.2	62.2	67.5 (59.9)
Back	62.1	61.5	65.5 (57.7)	56.4	59.8	62.5 (57.1)
Top	57.8	56.1	61.7 (55.1)	61.7	61.3	65.7 (57.6)

입력간 상관관계 제거 시 내부에서 발생하는 소음 영향이 구조기인 방사소음에 비하여 높은 값을 보이고 있으며 운전조건에 관계없이 구조기인 방사소음에 의한 영향은 각 면 별 유사한 경향을 보이고 있다.

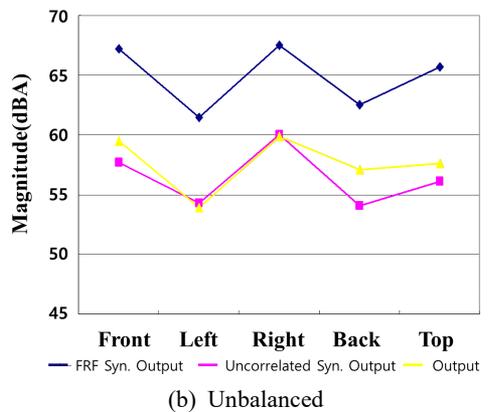
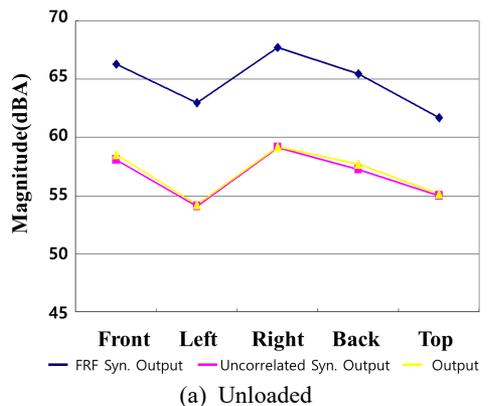
상관관계 제거 시 출력소음의 합성값과 측정값 간 유사한 결과가 도출됨을 알 수 있다. 만일 상관관계를 제거하지 않을 경우 전체 합성에 각 입력간 교집합이 중복 연산되므로 실제 측정결과에 비하여 over estimation되는 경우가 발생한다.

그러므로 해석적 방법을 이용한 전달경로해석 시 측정값과 해석값 간 오차를 최소화하기 위하여 각 입력 신호 산 상관관계를 반드시 제거하여야 한다.

이러한 결과를 바탕으로 cabinet 진동을 입력원으로 선정하여 set상태에서의 1 m 전방 출력소음 기여량 분석을 진행하였다. 기여도 분석을 통한 각 면 별 cabinet 진동-1 m 측정소음 간 상관관계 분석을 수행하였으며 cabinet 진동 특성과 근접소음 그리고 cabinet 진동특성과 출력소음 간 높은 상관관계를 보임을 알게 되었



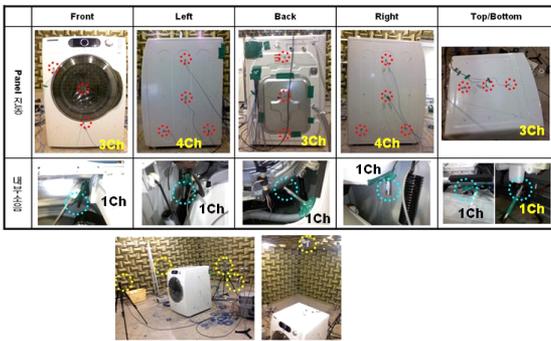
**Fig. 9** Comparison of AB and SB noise: with and without CTC



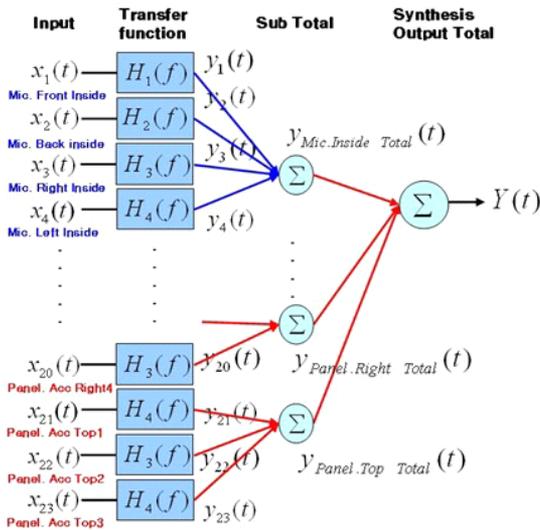
**Fig. 10** Comparison of output noise with respect to considering without and with correlation

다. 또한, 동일 방향에서 측정된 4개의 진동 신호 간 상관관계가 매우 높음을 알 수 있으며 상관관계 고려 시 진동신호의 기여량이 크게 감소되었다. 규명된 주요 소음원 중 하나인 cabinet 진동에 의한 구조기인 방사소음을 입력원으로 선정하여 1m 전방 출력소음에 대한 내부소음과 cabinet 구조기인 방사소음의 기여량 분석을 수행하도록 하였다. Fig. 11과 같이 cabinet 각 방향에 가속도계 및 마이크로폰을 설치한다. 가속도계는 각 방향 별 3~4개를 cabinet에 부착하여 측정하였으며 마이크로폰은 내부 각 방향 별 cabinet 방향으로 부착하였다.

Cabinet 진동 측정에 17개소, 내부소음 측정에 6개소 그리고 1m 전방 출력소음 1개소 등 총 24채널을 이용하여 진동과 소음을 측정하였으며 결과 참고를 위하여



(a) Measuring positions of vibration and noise



(b) Modelling of transfer paths for vibration and noise

Fig. 11 Measurement set-up and TPA network

여 좌/우/후/상면 각 1m에 대한 출력소음도 함께 측정하였다.

측정 결과에서 각 입력원 간 상관관계 제거를 위하여 2장에서 유도된 신호처리방법을 이용하여 분석하여 무부하 조건과 불평형 상태의 운전 조건에 대한 결과를 Table 3 및 Table 4에 각각 나타내었다.

위의 결과 중 전방 1m 출력소음이 주요 관심대상이다. 분석 결과 1m 전방 출력소음에 대하여 내부소음에 의한 영향이 cabinet 구조기인 방사소음의 영향보다 약 3 dBA ~ 5 dBA 크게 작용함을 알 수 있다. 또한, 좌측 및 우측 cabinet의 구조기인 방사소음 영향이 가장 큼을 알 수 있으며 1m 전방 출력소음에 대하여 내부 AB noise 성분이 cabinet 방사에 의한 구조기인 방사소음보다 약 4 dBA 정도 큰 영향을 미치고 있음을 알게 되었다.

Table 3 Result of contribution analysis: unloaded condition

Output (dBA)	Front	Back	Right	Left	Top
Overall	52.8 (55.4)	55.2 (58.2)	53.7 (56.1)	52.6 (55.4)	49.9 (52.6)
Mic. inside	53.3	56.7	54.0	53.5	51.2
Panel front total	41.5	42.3	39.3	38.7	36.1
Panel back total	42.5	46.3	41.5	42.1	38.1
Panel left total	44.4	48.4	43.2	43.8	39.9
Panel right total	45.0	47.7	44.7	44.5	41.5
Panel top total	43.4	44.8	41.9	42.4	40.8
AB/SB total	53.3/ 50.6	56.7/ 53.7	54.0/ 49.9	53.5/ 50.5	51.2/ 47.0

Table 4 Result of contribution analysis: unbalanced condition

Output (dBA)	Front	Back	Right	Left	Top
Overall	53.9 (56.4)	56.5 (59.7)	54.5 (57.0)	54.2 (56.8)	51.3 (54.3)
Mic. inside	54.1	58.0	54.7	54.9	52.7
Panel front total	43.7	44.2	42.9	41.7	38.1
Panel back total	43.7	47.6	42.8	43.6	39.6
Panel left total	46.5	50.1	45.9	46.3	41.8
Panel right total	47.6	49.6	46.1	47.2	43.2
Panel top total	45.2	47.2	44.3	44.9	42.5
AB/SB total	54.1/ 51.6	58.0/ 54.1	54.7/ 50.8	54.9/ 51.5	52.7/ 47.9

## 5. 결 론

이 연구는 드럼세탁기의 내부 소음 및 진동 입력원에 대한 1 m 전방 출력소음 기여량 분석을 위한 입력점을 선정하였으며 시험모드를 구축하였다. 또한, 전달경로해석을 이용한 전체 면의 cabinet진동과 내부소음에 대한 전방 1 m출력소음 기여량 분석을 통하여 좌측 및 우측 cabinet의 구조기인 방사소음 영향이 가장 크음을 알 수 있으며 전달경로해석 시 입력간 상관관계를 고려한 cabinet 각 면의 구조기인 방사소음 기여량 분석법 적용이 타당함을 확인하였다.

## References

- (1) Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1993, Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis (2nd edition), New York, John Wiley & Sons, Inc.
- (2) Bendat, J. S. and Piesol, A., G., 1986, Random Data: Analysis and Measurement Procedures (2nd edition), New York, Wiley-Interscience.
- (3) Noumura, K. and Yoshida, J., 2006, Method of Transfer Path Analysis for Vehicle Interior Sound with No Excitation Experiment, FISITA (International Federation of Automotive Engineering Societies).
- (4) Jeong, J.-E., Lee, J.-H., Chung, C.-O., Hwang, G.-B. and Oh, J.-E., 2010, Transfer Path Analysis of Output Noise Using Multi-dimensional Spectral Analysis Method for Vacuum Cleaner, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 10, pp. 940~945.
- (5) Lee, Y.-Y., Park, S.-G. and Oh, J.-E., 2007, A Study on Vibration Transfer Path Identification of Vehicle Driver's Position by Multi-dimensional Spectral Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 8, pp. 741~746.
- (6) Kim, H.-S., Park, S.-G., Kang, K.-H., Lee, J. Y. and Oh, J.-E., 2007, The Analysis of Noise Contribution about Drum Washer under Dehydrating Condition Using Multi-dimensional Spectral Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 11, pp. 1056~1063.
- (7) Otte, D., 1994, Development and Evaluation of Singular Value Methodologies for Studying Multivariate Noise & Vibration Problems, Ph.D. dissertation, Catholic

University Leuven, Leuven, Belgium.

(8) van der Linden, P. J. G. and Varet, P., 1996, Experimental Determination of Low Frequency Noise Contributions of Interior Vehicle Body Panels in Normal Operation (SAE paper no. 960194), Advances in Component Designs for Noise and Vibration Control, Warrendale, PA, Society of Automotive Engineers, pp. 61~66. doi: 10.4271/960194.

(9) Oh, J.-E., 1983, Applications of Multi-dimensional Spectral Analysis for Noise Source Identification on Mechanical Structures, Ph.D dissertation, Tokyo Institute of Technology, Tokyo, Japan.

(10) Jeong, U.-C., Kim, J.-S., Lee, S.-H., Yoon, J.-M., Roh, J.-J., Oh, J.-E., 2015, Evaluation of Vehicle Seat Rattle Noise Using Coherence Analysis Technique, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 230, No. 3, pp. 371~381.



**Ok-Dong Lee** received his Ph.D. in Business Administration from De la salle araneta university in Phillipines 2002. He is currently a Associate Professor in the department of Real estate and Urban planning at Sunkgyul University, Korea. He has served positions such as a steering committee member of Korea real estate society, an examiner of test for licensing real estate agents and housing managers, and a executive director of FIABCI Korea. His research focuses on planning, development, marketing and evaluation of real estate.



**Jae-Eung Oh** received his B.S form Hanyang University (1975), M.S. from Yokohama National University (1980) and Ph.D degree in Environment Engineering from the graduate school from the Tokyo Institute of Technology(1983) with his thesis in the area of Noise & Vibration and Signal Processing. Since 1985, he has been a Member of Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

# 축-굽힘 커플링을 고려한 균열보의 모드진동수 예측

## Predicting the Modal Frequencies of a Cracked Beam Considering Axial-bending Coupling

강 지 강\* · 임 태 정\*\* · 박 현 우†  
Ji-Kang Kang\*, Tae-Jeong Lim\*\* and Hyun-Woo Park†

(Received March 7, 2019 ; Revised April 1, 2019 ; Accepted April 1, 2019)

**Key Words** : Beam(보), Crack(균열), Modal Frequency(모드진동수), Axial-bending Coupling(축-굽힘 커플링), Frequency Equation(진동수 방정식)

### ABSTRACT

This paper presents a frequency equation to predict the modal frequencies of a cracked beam considering axial-bending coupling. The effects of axial-bending coupling are considered for the compatibilities of axial displacement and rotational angle at the crack location. Neglecting all incident evanescent wave motions results in a unified closed-form frequency equation for any support types of a beam. The validity of the proposed frequency equation is demonstrated through the comparison to the numerical results from the finite element analysis and experimental data. The effects of axial-bending coupling become significant with respect to crack depth ratio when a bending modal frequency is in the vicinity of an axial modal frequency.

### 1. 서 론

구조물 건전성 감시(structural health monitoring)에 서 균열이 보의 진동 특성에 미치는 영향에 대한 연구 는 매우 활발히 진행되어 왔다<sup>(1-3)</sup>. 보의 손상진단을 쉽고 저렴하게 할 수 있기 때문에 균열보의 모드진동수 의 예측은 가장 많이 연구되어 온 주제 중 하나이다<sup>(2)</sup>. 보에 발생한 균열은 질량을 변화시키지 않고 강성만 감소시키기 때문에 균열보의 모드진동수는 손상이 없 는 보와 비교하여 작은 것으로 알려져 있다<sup>(1)</sup>. 신뢰할 수 있는 균열 진단을 위해 균열보의 모드진동수를 정 확하게 예측하는 것이 중요하다.

지금까지 균열보의 모드진동수를 예측하기 위해 많 은 해석적 연구들이 수행되어 왔다<sup>(4-8)</sup>. 대부분의 연구 들은 1차 모드를 포함한 소수의 저차 굽힘모드에 대응 되는 진동수를 예측하는 데 집중되어 있다. 일부 연구 에서 횡방향 균열을 갖는 외팔보의 축-굽힘 커플링이 보의 진동특성에 미치는 영향을 다루었다<sup>(9-11)</sup>. 여기서 균열은 파괴 역학에 기초하여 유도된 2×2 유연도 행렬 (flexibility matrix)을 통해 모사된다. 유연도 행렬에서 두 개의 대각항은 각각 축과 굽힘 거동을 나타낸다. 나 머지 두 개의 비대각항은 균열에 의해 유발되는 축-굽 힘 커플링 거동을 나타낸다<sup>(9)</sup>. 진동수 방정식은 균열보 의 고유행렬의 행렬식으로 표현된다. 이 경우 보의 지 점 조건에 따라 고유행렬의 행렬식이 달라지게 된다.

† Corresponding Author; Member, Department of Civil Engineering, Dong-A University  
E-mail : hwpark@donga.ac.kr

\* Construction SW Business Department, MIDAS IT Co., Ltd.

\*\* Member, Department of Civil Engineering, Dong-A University

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

또한, 행렬식이 매우 복잡한 음함수 형태로 표현되므로 식의 동역학적 의미 이해가 매우 어렵다<sup>(12)</sup>.

이 논문은 임의의 지점을 가진 균열보의 진동수 방정식을 하나의 닫힌형태식으로 정식화한다. 입사 소멸파를 무시할 수 있는 경우, 제안된 진동수 방정식은 지점 조건에 대한 매개변수화를 통해 임의의 지점에 대해 적용 가능하다<sup>(13)</sup>. 축-굽힘 커플링은 균열에서 축방향 변위와 처짐각의 적합조건으로 나타낼 수 있다<sup>(14)</sup>. 제안된 진동수 방정식의 타당성은 유한요소 해석과 실험 데이터의 결과와의 비교를 통해 나타내었다.

## 2. 정식화

### 2.1 스펙트럴 해와 기본 가정

설명 편의상 Fig. 1(a)는 임의의 지점을 가진 균열보의 예로 단순 지지보를 나타낸다. 균열의 좌우측의 축방향 스펙트럴 변위는 각각 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다<sup>(15)</sup>.

$$\begin{aligned} u_L(x_1) &= A_1 e^{ikx_1} + A_2 e^{-ikx_1} \\ u_R(x_2) &= B_1 e^{-ikx_2} + B_2 e^{ikx_2} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $u_L$ ,  $u_R$  그리고  $k$ 는 각각 균열의 좌우측에서 축방향 변위 그리고 보의 축방향 거동과 관련된 파수 (wave number)이다.  $A_1, A_2, B_1$  그리고  $B_2$ 는 축방향모드의 진행파를 나타낸다. 균열보의 횡방향 변위 또한 각각 다음과 같이 스펙트럴 해로 표현된다.

$$\begin{aligned} w_L(x_1) &= A_3 e^{i\bar{k}x_1} + A_4 e^{-i\bar{k}x_1} + A_5 e^{\bar{k}x_1} + A_6 e^{-\bar{k}x_1} \\ w_R(x_2) &= B_3 e^{-i\bar{k}x_2} + B_4 e^{i\bar{k}x_2} + B_5 e^{-\bar{k}x_2} + B_6 e^{\bar{k}x_2} \end{aligned} \quad (2)$$

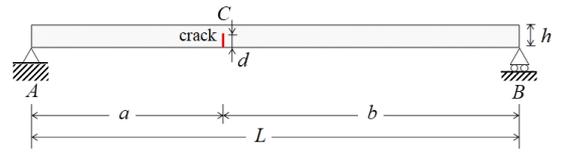
여기서  $w_L$ ,  $w_R$  그리고  $\bar{k}$ 는 각각 균열의 좌우측에서 횡방향 변위 그리고 보의 굽힘방향 거동과 관련된 파수이다.  $A_3, A_4, B_3, B_4, A_5, A_6, B_5$  그리고  $B_6$ 은 굽힘모드의 진행파와 소멸파를 나타낸다.

균열의 동적 거동을 모사하기 위해 국부 유연도를 모사할 수 있는 스프링을 사용한다. 두 개의 적합 조건식은 균열에 의해 생긴 축-굽힘 커플링을 모델링하는데 사용된다<sup>(14)</sup>.

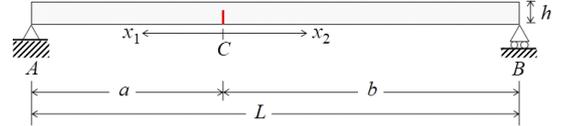
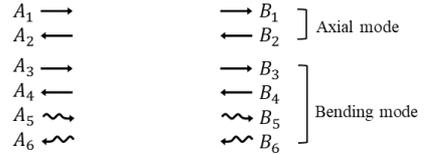
$$u_R - u_L = F_{aa} u'_L + F_{ab} \theta'_L \quad (3a)$$

$$\theta_R - \theta_L = F_{bb} \theta'_L + F_{ba} u'_L \quad (3b)$$

여기서  $\theta_L$ ,  $\theta_R$  그리고 '는 각각 균열의 왼쪽과 오른

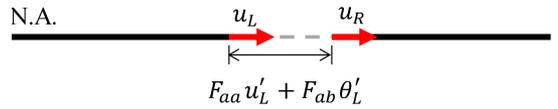


(a) A beam with a transverse crack



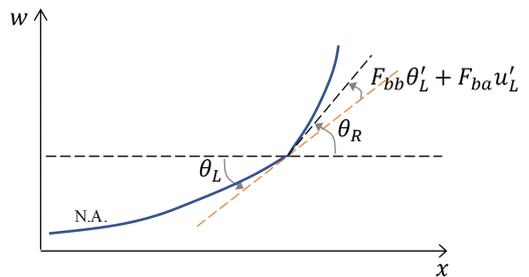
(b) Wave parameters associated with axial and bending modes of a cracked beam

$$u_R - u_L = F_{aa} u'_L + F_{ab} \theta'_L$$



(c) Compatibility condition for axial displacement

$$\theta_R - \theta_L = F_{bb} \theta'_L + F_{ba} u'_L$$



(d) Compatibility condition for rotational angle

**Fig. 1** The dynamic behavior of a cracked beam and the compatibility conditions at the crack location

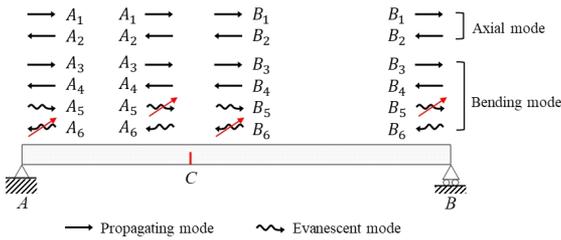
쪽에서의 처짐각 그리고 공간 미분 연산자이다.

$$F_{aa} = 2(1 - \nu^2) h \alpha_{tt} \quad (4a)$$

$$F_{ab} = -(1 - \nu^2) h^2 \alpha_{tb} \quad (4b)$$

$$F_{bb} = 6(1 - \nu^2) h \alpha_{bb} \quad (4c)$$

$$F_{ba} = -12(1 - \nu^2) \alpha_{tb} \quad (4d)$$



**Fig. 2** The dynamic behaviors of a cracked beam through neglecting all incident evanescent modes associated with bending motions

여기서  $v$ 는 푸아송비이고 식(3)의 유연도 계수인  $F_{aa}$ ,  $F_{ab}$ ,  $F_{bb}$  그리고  $F_{ba}$ 는 Levy and Rice에 의해 제안된 축-굽힘 커플링 매개변수  $a_{tt}$ ,  $a_{bb}$  그리고  $a_{tb}$ 를 통해 나타낼 수 있다<sup>(14)</sup>.

Fig. 2는 제안하려고 하는 진동수 방정식에서 균열 보의 동적 거동을 근사화하는 방법을 나타낸다<sup>(13)</sup>. 고주파수 대역의 경우 소멸파가 균열 또는 지점에 발생되는 즉시 소멸되기 때문에 다른 지점 또는 균열로 전파되지 않는다. 예를 들어 Fig. 2에서 지점 A에서 발생한 굽힘 소멸파  $A_5$ 는 발생하는 즉시 소멸되기 때문에 균열 C로 입사되지 않는다. 따라서, 균열 또는 지점에서 모든 입사 소멸파는 무시할 수 있다. Fig. 2에서 입사 소멸파를 무시하면 지점 A에서  $A_6$ , 균열 C의 좌측에서  $A_5$ , 균열 C의 우측에서  $B_6$ , 지점 B에서  $B_5$ 를 무시할 수 있다<sup>(13)</sup>.

**2.2 진동수 방정식 유도**

식 (1)에는 4개, 식 (2)에는 8개의 미지수가 있다. 미지수가 총 12개이기 때문에 균열에서의 3개의 평형방정식과 3개의 적합방정식, 보의 양단 지점 조건 6개를 통해 진동수 방정식을 유도할 수 있다.

(i) C에서의 축방향변위 적합조건식

$$\begin{aligned}
 u_R - u_L &= F_{aa}u'_L + F_{ba}\theta'_L \\
 \Rightarrow &(1 - iF_{aa}k)A_1 + (1 + iF_{aa}k)A_2 \\
 &- F_{ab}\bar{k}^2 A_3 - F_{ab}\bar{k}^2 A_4 + F_{ab}\bar{k}^2 A_6 \\
 &- B_1 - B_2 = 0
 \end{aligned} \tag{5}$$

여기서 오일러-베르누이보 이론에 기초하여  $\theta = w'$ 이다. 미분연산자 '는 균열의 왼쪽과 오른쪽에서 각각  $-\frac{d}{dx_1}$ 와  $\frac{d}{dx_2}$ 를 의미하며  $\frac{d}{dx}$ 로 나타낸다. 식 (5)에

서 소멸파  $A_5$ 는 균열에 도달하기 전에 소멸되기 때문에 무시한다. 이 외의 조건식에도 동일한 절차를 적용한다.

(ii) C에서의 횡방향변위 적합조건식

$$\begin{aligned}
 w_L &= w_R \\
 \Rightarrow &A_3 + A_4 + A_6 - B_3 - B_4 - B_5 = 0
 \end{aligned} \tag{6}$$

(iii) C에서의 처짐각 적합조건식

$$\begin{aligned}
 \theta_R - \theta_L &= F_{bb}\theta'_L + F_{ba}u'_L \\
 \Rightarrow &iF_{ba}kA_1 - iF_{ba}kA_2 + (i\bar{k} + F_{bb}\bar{k}^2)A_3 \\
 &- (i\bar{k} - F_{bb}\bar{k}^2)A_4 - (\bar{k} + F_{bb}\bar{k}^2)A_6 \\
 &- i\bar{k}B_3 + i\bar{k}B_4 - \bar{k}B_5 = 0
 \end{aligned} \tag{7}$$

(iv) C에서의 축방향 평형방정식

$$\begin{aligned}
 EAu'_L &= EAu'_R \\
 \Rightarrow &A_1 - A_2 - B_1 + B_2 = 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

여기서 E와 A는 탄성계수와 보의 단면적이다.

(v) C에서의 횡방향 평형방정식

$$\begin{aligned}
 Ekw'''_L &= Ekw'''_R \\
 \Rightarrow &-iA_3 + iA_4 - A_6 + iB_3 - iB_4 - B_5 = 0
 \end{aligned} \tag{9}$$

(vi) C에서의 모멘트 평형방정식

$$\begin{aligned}
 Elw''_L &= Elw''_R \\
 \Rightarrow &-A_3 - A_4 + A_6 + B_3 + B_4 - B_5 = 0
 \end{aligned} \tag{10}$$

여기서 I는 보의 이차 관성 모멘트이다.

(vii) A에서의 축방향 지점조건

$$\begin{aligned}
 u_L &= 0 \\
 \Rightarrow &A_1 e^{ika} + A_2 e^{-ika} = 0
 \end{aligned} \tag{11}$$

(viii) A에서의 횡방향 지점조건

$$\begin{aligned}
 w_L &= 0 \\
 \Rightarrow &A_3 e^{i\bar{k}a} + A_4 e^{-i\bar{k}a} + A_5 e^{\bar{k}a} = 0
 \end{aligned} \tag{12}$$

(ix) A에서의 모멘트 지점조건

$$\begin{aligned}
 EIw''_L &= 0 \\
 \Rightarrow &-A_3 e^{i\bar{k}a} - A_4 e^{-i\bar{k}a} + A_5 e^{\bar{k}a} = 0
 \end{aligned} \tag{13}$$

(x) B에서의 축력 지점조건

$$EAu'_R = 0 \Rightarrow B_1 e^{-ikb} - B_2 e^{ikb} = 0 \tag{14}$$

(xi) B에서의 횡방향변위 지점조건

$$w_R = 0 \Rightarrow B_3 e^{-ikb} + B_4 e^{ikb} + B_6 e^{kb} = 0 \tag{15}$$

(xii) B에서의 모멘트 지점조건

$$Ehw''_R = 0 \Rightarrow -B_3 e^{-ikb} - B_4 e^{ikb} + B_6 e^{kb} = 0 \tag{16}$$

식 (5) ~ 식 (16)을 이용하여 다음과 같이 진동수 방정식을 유도할 수 있다. 자세한 유도절차는 Kang의 논문에 나와 있으므로 여기서는 지면관계상 생략한다<sup>(12)</sup>.

$$\Psi_0 + \Psi_{aa} F_{aa} + \Psi_{bb} F_{bb} + \Psi_{ba} F_{ba}^2 + \Psi_{aabb} F_{aa} F_{bb} = 0 \tag{17}$$

여기서,

$$\Psi_0 = -8i(t_L - t_R)(\bar{t}_L - \bar{t}_R) \tag{18a}$$

$$\Psi_{aa} = -4(1 - t_L)(1 - t_R)(\bar{t}_L - \bar{t}_R)k \tag{18b}$$

$$\Psi_{bb} = -2i(t_L - t_R) \times \left\{ (\bar{t}_L - \bar{t}_R) + i(1 + \bar{t}_L)(1 + \bar{t}_R) \right\} \bar{k} \tag{18c}$$

$$\Psi_{ba} = \frac{ih^2}{12}(1 - t_L)(1 - t_R) \times \left\{ (1 + \bar{t}_L)(1 + \bar{t}_R) - i(\bar{t}_L - \bar{t}_R) \right\} k \bar{k} \tag{18d}$$

$$\Psi_{aabb} = -i(1 - t_L)(1 - t_R) \times \left\{ (1 + \bar{t}_L)(1 + \bar{t}_R) - i(\bar{t}_L - \bar{t}_R) \right\} k \bar{k} \tag{18e}$$

그리고,  $t_L = -e^{2ika}$ ,  $t_R = e^{-2ikb}$ ,  $\bar{t}_L = -e^{2i\bar{k}a}$ 이며  $\bar{t}_R = -e^{-2i\bar{k}b}$ 이다.

### 2.3 임의 지점 조건의 진동수 방정식

지점에서 발생하는 파 반사에 의한 축방향과 굽힘방향 전달파의 위상 변이에 따라 다음과 같이  $t_L, t_R, \bar{t}_L, \bar{t}_R$ 를 매개변수화함으로써 식 (17)을 임의 지점 조건에 대한 진동수 방정식으로 적용 가능하다.

$$t_L = \beta_L e^{2ika} \tag{19a}$$

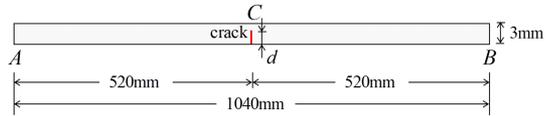
$$t_R = \beta_R e^{-2ikb} \tag{19b}$$

**Table 1** Phase shift at both ends of a cracked beam for varying support conditions

Support conditions	Support position	
	Left end*	Right end**
Hinge-roller	$\beta_L = -1, \phi_L = -\pi$ $\bar{\beta}_L = -1, \bar{\phi}_L = -\pi$	$\beta_R = 1, \phi_R = 0$ $\bar{\beta}_R = -1, \bar{\phi}_R = \pi$
Fix-free	$\beta_L = -1, \phi_L = -\pi$ $\bar{\beta}_L = i, \bar{\phi}_L = 0.5\pi$	$\beta_R = 1, \phi_R = 0$ $\bar{\beta}_R = -i, \bar{\phi}_R = -0.5\pi$
Fixed-roller	$\beta_L = -1, \phi_L = -\pi$ $\bar{\beta}_L = i, \bar{\phi}_L = 0.5\pi$	$\beta_R = 1, \phi_R = 0$ $\bar{\beta}_R = -1, \bar{\phi}_R = \pi$
Fixed-fixed	$\beta_L = -1, \phi_L = -\pi$ $\bar{\beta}_L = i, \bar{\phi}_L = 0.5\pi$	$\beta_R = -1, \phi_R = \pi$ $\bar{\beta}_R = -i, \bar{\phi}_R = -0.5\pi$
Hinge-free	$\beta_L = -1, \phi_L = -\pi$ $\bar{\beta}_L = -1, \bar{\phi}_L = -\pi$	$\beta_R = 1, \phi_R = 0$ $\bar{\beta}_R = -i, \bar{\phi}_R = -0.5\pi$
Free-free	$\beta_L = 1, \phi_L = 0$ $\bar{\beta}_L = i, \bar{\phi}_L = 0.5\pi$	$\beta_R = 1, \phi_R = 0$ $\bar{\beta}_R = -i, \bar{\phi}_R = -0.5\pi$

\*  $\beta_L = e^{i\phi_L}, \bar{\beta}_L = e^{i\bar{\phi}_L}$   
\*\*  $\beta_R = e^{i\phi_R}, \bar{\beta}_R = e^{i\bar{\phi}_R}$

Crack depth ratio  $\delta = \frac{d}{h} = 0 \sim 0.7$



**Fig. 3** Geometry for a cracked aluminum beam with free-free support conditions (width: 20 mm / not to scale)

$$\bar{t}_L = \bar{\beta}_L e^{2i\bar{k}a} \tag{19c}$$

$$\bar{t}_R = \bar{\beta}_R e^{-2i\bar{k}b} \tag{19d}$$

여기서  $\beta_L, \beta_R, \bar{\beta}_L$ , 그리고  $\bar{\beta}_R$ 는 지점 조건에 따라 Table 1에 나타났다. 과도 관점에서 매개변수화의 물리적인 의미에 관한 내용은 저자의 기존 연구에 자세히 기술되어 있다<sup>(13)</sup>.

## 3. 제안된 진동수 방정식 검증

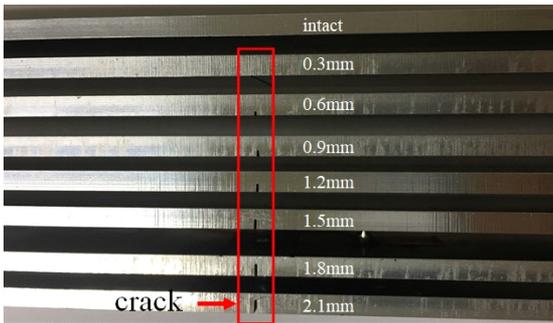
### 3.1 실험 구성

축-굽힘방향 커플링이 고려된 제안된 균열보의 진동수 방정식은 유한요소 해석 결과와 실험 데이터의 비교를 통해 검증한다. Fig. 3은 양단이 모두 자유단인 균열보의 형상을 나타낸다. 균열은 보의 중심에 위치하며 균열비는 0 ~ 0.7까지 0.1 간격으로 설정한다. 탄성계수, 푸아송비 그리고 밀도는 각각 71 GPa, 0.33 그리고 2700 kg/m<sup>3</sup>이다.

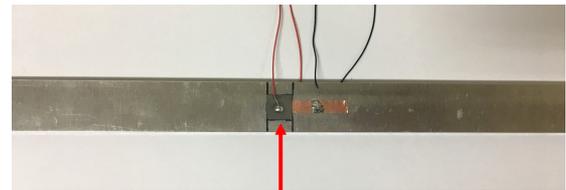
유한요소 해석은 KISTI 슈퍼컴퓨팅 센터 신바람 시스템의 ABAQUS 6.14/standard에서 수행한다<sup>(16)</sup>. 균열에 의한 모드진동수의 변화를 정확하게 계산하기 위해 충분히 유한요소망을 세분화한다. 개별요소 크기가 가로 세로 모두 50  $\mu\text{m}$ 로 총 1 248 000개의 8절점 2차원 고체 요소를 사용한다. 균열의 역학적 거동은 자유경계면인 균열면에 이중 노드를 생성함으로써 모사한다<sup>(13)</sup>.

Fig. 4는 제안된 방법을 검증하기 위한 실험 구성이다. 1개의 그룹은 손상이 없는 보와 균열비가 0.1 ~ 0.7 인 보 7개를 포함하는 8개의 보로 구성된다(Fig. 4(a)). 보의 중심에 있는 균열은 각각 원하는 깊이까지 0.3 mm

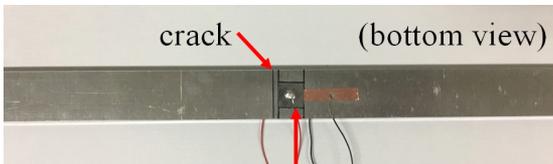
너비의 노치(notch)를 제작하여 모사한다. 각 보에 2개의 압전소자(Piezo Systems사의 PSI-5A4E L10 mm  $\times$  T0.191 mm  $\times$  W10 mm)<sup>(17)</sup>를 부착하고 피치-캐치(pitch-catch) 방법을 이용하여 보의 동적 응답을 수집한다. 신호감지 압전소자는 보의 상단 중심에 부착한다(Fig. 4(b)). 신호구동 압전소자는 보의 하단의 중심 균열로부터 8 mm 떨어진 곳에 부착한다(Fig. 4(c)). 양단 자유 지점 조건을 모사하기 위해 보를 실로 매단다(Fig. 4(d)). 구동 주파수 범위가 1 kHz ~ 20 kHz인 첩(chip) 전압 입력 신호를 16 bit 임의 파형 발생기(NI PXI-5422)을 사용하여 압전소자에 가한다. 첩 전압 입력 신호의 지속



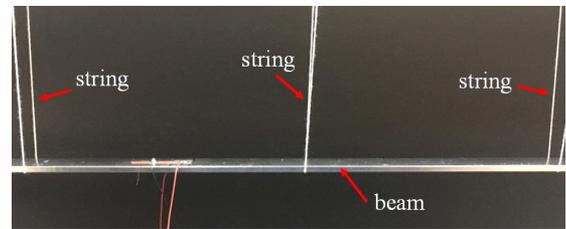
(a) An intact beam and six cracked beams with crack depths ranging from 0.3 to 2.1 mm



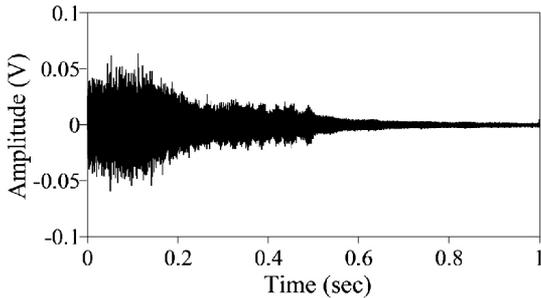
(b) Sensing piezoelectric wafer mounted on the top of a cracked beam



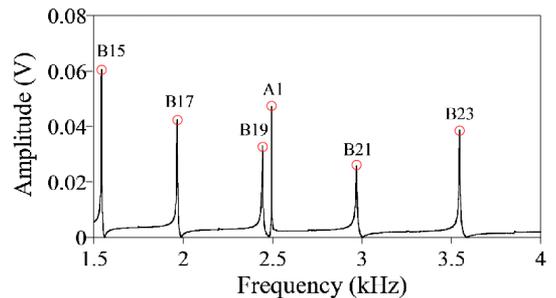
(c) Actuating piezoelectric wafer mounted on the bottom of a cracked beam



(d) A string-suspended beam for simulating a free-free support condition



(e) Time-domain output voltage signals from the sensing piezoelectric wafer of an intact beam



(f) Frequency-domain spectrum of (e) and peak frequencies associated with axial and bending modes of the intact beam

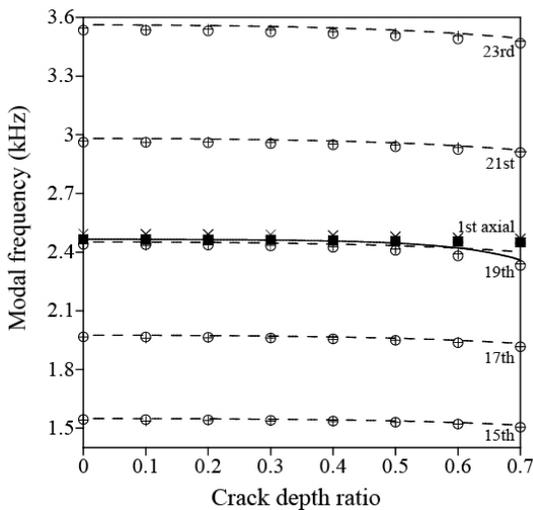
Fig. 4 Experimental setup

시간과 진폭은 각각 0.5초와 6 V이다. 출력 전압 신호는 14 bit 고속 디지털타이저(NI PXIe-5122)로 측정한다. 샘플링 속도와 주파수 분해능은 각각 5 MHz와 1 Hz이다. 주파수 분해능을 결정하는 측정 시간은 주파수 관심대역의 보의 동적 거동이 감소하기에 충분하도록 1초로 설정한다. Labview™을 통해 자동으로 10번 반복 측정하여 신호감지 압전소자의 출력 전압 신호의 평균값을 구한다. 손상이 없는 보에 대한 평균 출력 전압신호의 예를 Fig. 4(e)에 나타냈다. 각 보의 주파수 응답 스펙트럼은 입력 및 출력 전압신호를 고속 푸리에 변환시킴으로써 구할 수 있다. 피크진동수는 주파수 스펙트럼을 통해 추출한다. 추출된 피크진동수와 관련된 모드들은 유한요소 해석을 통해 계산된 모드진동수와 비교하여 확인 가능하다(Fig. 4(f)).

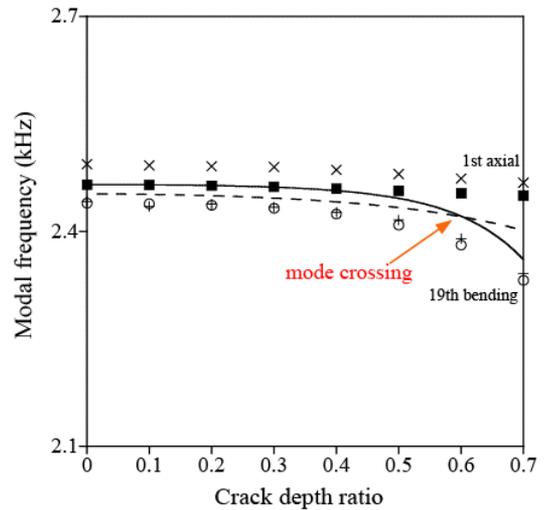
3.2 비교 결과

Fig. 5는 축-굽힘 커플링을 고려하지 않은 진동수 방정식과 유한요소 해석 및 실험결과를 균열비에 대한 모드진동수로 비교한다. 진동수 방정식에서 균열비를 0.01씩 증가시키면서 모드진동수를 계산한다. 진동수 방정식이 비선형이므로 뉴턴랩슨법을 이용하여 진동수 방정식의 해를 구한다. Fig. 5(a)는 1차 축방향모드와 15차~23차 굽힘모드 9개중 홀수차 모드 5개를 포함하는 1.4 kHz~3.6 kHz 범위에서 모드진동수를 보여준다.

여기서 실선과 점선은 각각 진동수 방정식을 통해 구한 축방향모드와 굽힘모드의 진동수를 나타낸다. 네모와 동그아미는 각각 유한요소 해석을 통해 계산된 축방향모드와 굽힘모드의 진동수를 의미한다. 엑스와 십자표시는 각각 실험을 통해 획득된 축방향모드와 굽힘모드의 진동수를 나타낸다. Fig. 5(b)에서 1차 축방향모드와 19차 굽힘모드를 포함하는 2.1 kHz~2.7 kHz 범위로 좁혀서 모드진동수를 나타낸다. Fig. 5(b)의 모든 모드진동수는 균열비 0.4이하에서 유한요소 해석 및 실험결과와 비교할 때 최대 상대오차가 각각 0.7%와 1.15%가 발생한다. 균열비가 0.4보다 커짐에 따라 1차 축방향모드와 19차 굽힘모드에 대응되는 진동수는 유한요소 해석 및 실험결과와 비교할 때 차이가 크게 발생한다. 이 현상은 실험결과와의 비교에서도 명확하게 확인할 수 있다. 균열비가 0.7일 때 1차 축방향모드와 19차 굽힘모드에서의 최대상대오차는 유한요소 해석 결과와 비교할 때 각각 3.7%와 3.0%이고 실험결과와 비교할 때 각각 4.3%와 2.7%이다. 1차 축방향모드의 진동수는 손상이 없는 보의 19차 굽힘모드의 진동수보다 약간 크다. 균열비가 증가할수록 1차 축방향모드의 진동수는 19차 굽힘모드의 진동수보다 더 빨리 감소한다. 균열비에 대한 모드진동수의 감소율의 차이로 인하여 Fig. 5(b)에서 균열비 0.6 인근에서 1차 축방향모드와 19차 굽힘모드의 진동수가 서로 교차한다.



(a) From 1.4 to 3.6 kHz



(b) From 2.1 to 2.7 kHz

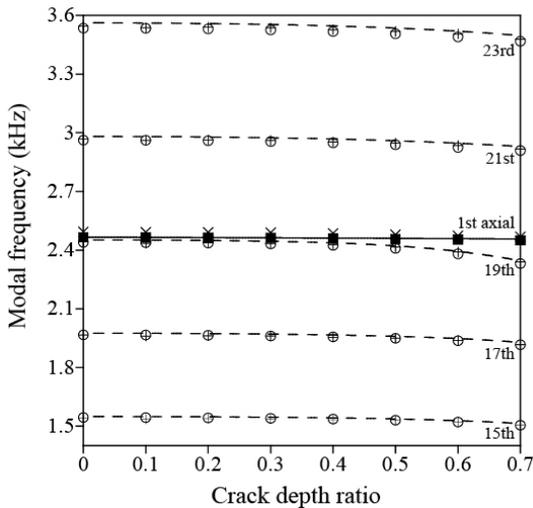
Fig. 5 Modal frequencies from frequency equation without axial-bending coupling with respect to crack depth ratios (— : axial mode, --- : bending mode, ■ : axial mode from FE analysis, ○ : bending mode from FE analysis, × : axial mode from experiment, + : bending mode from experiment)

Fig. 6에서 축-굽힘 커플링을 고려한 진동수 방정식과 유한요소 해석 결과를 균열비에 대한 모드진동수로 비교한다. 식 (17)은 모든 관심대역 모드에 대하여 유한요소 해석에서 계산된 진동수와 잘 일치한다. 1차 축방향모드의 진동수는 19차 굽힘모드의 진동수보다 균열비에 대해 천천히 감소하기 때문에 Fig. 5(b)와는 다르게 Fig. 6(b)에서는 진동수가 교차되는 현상이 발생하지 않는다. 균열비가 0.7일 때 1차 축방향모드와 19차 굽힘모드의 최대상대오차는 유한요소 해석결과와 비교하면 각각 0.3%와 0.6%로, 실험결과와 비교하면 0.4%로 크게 감소한다. 이것은 굽힘모드의 진동수가 축방향모드의 진동수에 근접해 있을 때 균열비 증가에 따른 축-굽힘 커플링 효과가 모드진동수에 명백하게 나타남을 의미한다.

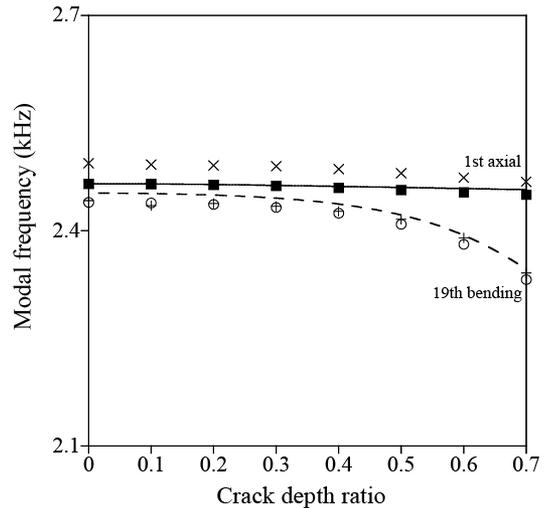
Fig. 7은 축-굽힘 커플링을 고려한 경우와 그렇지 않은 경우의 1차 축방향모드와 15차~23차 굽힘모드 중 홀수차에 해당하는 정규화된 모드진동수를 유한요소 해석 및 실험과 비교한 결과이다. 여기서 정규화된 모드진동수는 균열이 있는 보의 모드진동수를 손상이 없는 보의 모드진동수로 나눈 값이다. 실선, 동그라미 그리고 엑스표시는 각각 식 (17)에서 얻은 정규화된 모드진동수, 유한요소 해석, 그리고 실험결과를 나타낸다. 점선은 축-굽힘 커플링을 고려하지 않은 순수 축방향모드와 굽힘모드의 정규화된 모드진동수를 나타낸다.

유한요소 해석 및 실험결과와 비교하였을 때 정규화된 모드진동수를 정확히 예측하기 위해 축-굽힘 커플링이 중요한 것을 확인할 수 있다. 균열비가 0.3일 때 정규화된 모드진동수에 대한 축-굽힘 커플링의 효과가 나타나기 시작한다. 균열비가 증가함에 따라 커플링 효과는 더욱 두드러진다. 1차 축방향모드보다 낮은 진동수를 가지는 15, 17, 19차 굽힘모드로 가면서 축-굽힘 커플링 효과가 증가함을 알 수 있다. 1차 축방향모드보다 큰 진동수를 가지는 21, 23차 굽힘모드에서는 축-굽힘 커플링 효과가 상대적으로 작게 나타난다.

Fig. 8은 제안된 방법과 유한요소 해석에서의 균열비에 대한 1차 축방향모드의 형상을 비교한 것이다. 제안된 식 (17)을 통해 계산된 1차 축방향모드 진동수를 사용하여 2차원 모드 형상을 계산한다. 모드 형상은 모드형상벡터의 2-norm값이 1이 되도록 정규화한다. 모드 형상을 가독성을 높이기 위해 적절한 환산 계수를 사용해 크기가 조정된 모드 형태로 나타낸다. 제안된 방법은 유한요소 해석과 비교할 때 균열비에 대한 모드 형상의 변화를 정확하게 예측하고 있다. 균열비가 0.1보다 작은 경우, 모드형상에서 축 방향 거동이 지배적이다. 균열비가 0.2가 되면 굽힘 거동이 매우 작지만 모드 형상에 영향을 주기 시작한다. 균열비가 0.4보다 커지면 굽힘 거동이 1차 축모드 형상에서 지배적으로 나타난다. 축-굽힘 커플링의 효과를 균열비에 대



(a) From 1.4 to 3.6 kHz



(b) From 2.1 to 2.7 kHz

**Fig. 6** Modal frequencies from frequency equation with axial-bending coupling with respect to crack depth ratios (— : axial mode from Eq. (17), --- : bending mode from Eq. (17), ■ : axial mode from FE analysis, ○ : bending mode from FE analysis, × : axial mode from experiment, + : bending mode from experiment)

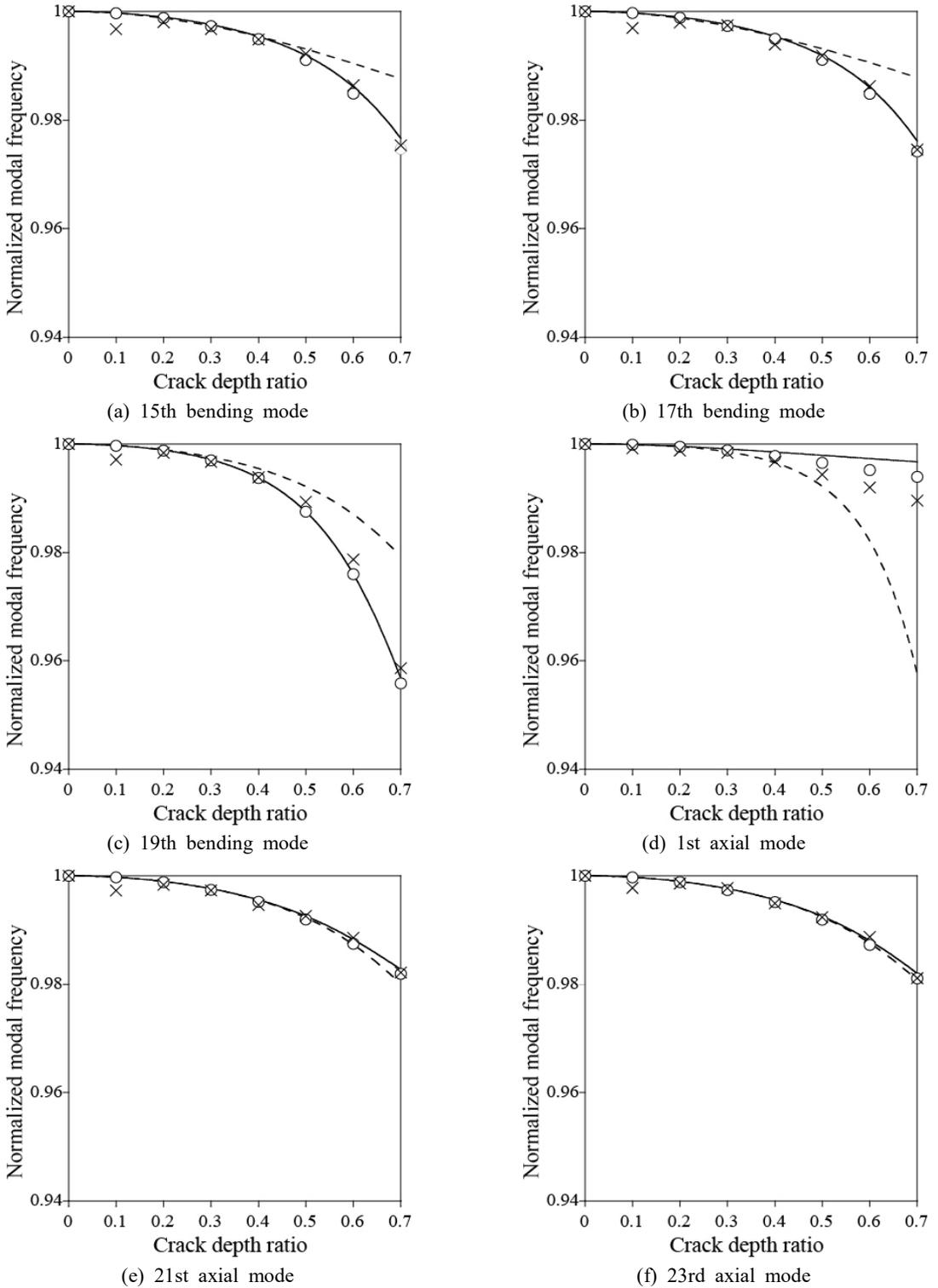


Fig. 7 Normalized modal frequencies with respect to crack depth ratios (— : with axial-bending coupling, --- : without axial-bending coupling, O : FE analysis, X : experiment)

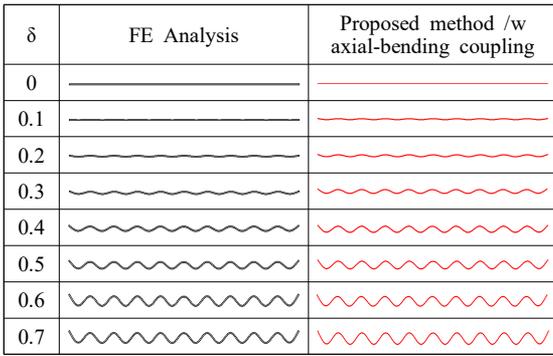


Fig. 8 Mode shapes with respect to crack depth ratios for the 1st axial mode

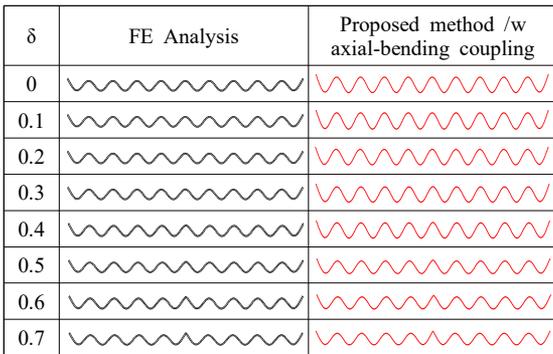


Fig. 9 Mode shapes with respect to crack depth ratios for the 19th bending mode

한 1차 축 모드의 굽힘 거동의 변화를 통해 분명하게 관찰된다.

Fig. 9는 제안된 방법과 유한요소 해석에서의 균열비에 대한 19차 굽힘모드의 형상을 비교한 것이다. Fig. 8 과 유사하게 모드 형상을 적절한 환산 계수를 사용해 크기가 조정된 모드 형태로 나타낸다. 제안된 방법은 유한요소 해석의 결과와 비교하여 균열비에 대한 모드 형상의 변화를 정확하게 예측한다. 균열비가 0.4보다 작은 경우, 모드 형상에서 규칙적인 굽힘 거동이 지배적이다. 반대로 균열비가 0.4보다 커질 경우, 균열 위치에서 꺾인 지점이 발생하기 시작하고 균열비가 0.7 일 때 분명하게 나타난다.

#### 4. 결 론

이 논문은 축-굽힘 커플링을 고려하여 임의의 지점을 가진 균열보의 진동수 방정식을 하나의 단련형태식으

로 제안하였다. 입사 소멸파를 무시할 수 있는 경우, 제안된 식 (17)은 지점 조건에 대한 매개변수화를 통해 임의의 지점에 대해 적용 가능하다. 제안된 진동수 방정식은 균열이 중심에 있는 양단이 모두 자유단인 보를 사용하여 유한요소 해석 및 실험 데이터 결과와 비교하여 검증하였다. 진동수에 대해 비선형 방정식이기 때문에 진동수 방정식을 풀기 위해 뉴턴랩슨법을 사용하였다. 균열깊이가 증가함에 따라 축방향모드와 인접한 굽힘모드가 서로 간섭이 일어나는 경우에 모드진동수에 대한 축-굽힘 커플링 효과가 두드러지게 나타났다. 서로 인접한 축방향모드와 굽힘모드 사이의 축-굽힘 커플링 현상에 관해서 제안된 진동수 방정식에 의한 해석결과는 유한요소 해석 및 실험 결과와 잘 일치하였다. 축방향모드와 굽힘모드사이의 커플링은 세장비가 작은 경우 더 두드러지는 경향이 있다는 보고가 있다<sup>(10,11)</sup>. 향후 고차보 이론인 티모센코 보 이론을 이용한 고주파 대역에서 축-굽힘 커플링 효과에 대한 추가 연구가 필요하다.

#### 후 기

2장의 주요 내용은 제 1저자의 연구<sup>(12)</sup>를 기초로 작성되었음. 이 논문은 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업입니다(NRF-2016R1D1A1B03933260).

#### References

- (1) Dimarogonas, A. D., 1996, Vibration of Cracked Structures: A State of the Art Review, *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 55, No. 5, pp. 831~857.
- (2) Salawu, O. S., 1997, Detection of Structural Damage through Changes in Frequency: A Review. *Engineering Structures*, Vol. 19, No. 9, pp. 718~723.
- (3) Fan, W. and Qiao, P., 2011, Vibration-based Damage Identification Methods: A Review and Comparative Study, *Structural Health Monitoring - An International Journal*, Vol. 10, No. 1, pp. 83~111.
- (4) Morassi, A., 1993, Crack-induced Changes in Eigenparameters of Beam Structures, *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 119, No. 9, pp. 1798~1803.
- (5) Ostachowicz, W. M. and Krawczuk, M., 1991, Analysis of the Effect of Cracks on the Natural Frequencies of

A Cantilever Beam, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 150, No. 2, pp. 191~201.

(6) Liang, R. Y., Hu, J. and Choy, F., 1992, Theoretical Study of Crack-induced Eigenfrequency Changes on Beam Structures, *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 118, No. 2, pp. 384~396.

(7) Shifrin, E. I. and Ruotolo, R., 1999, Natural Frequencies of a Beam with an Arbitrary Number of Cracks, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 222, No. 3, pp. 409~423.

(8) Kasper, D. G., Swanson, D. C. and Reichard, K. M., 2008, Higher-frequency Wavenumber Shift and Frequency Shift in a Cracked, Vibrating Beam, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 312, No. 1, pp. 1~18.

(9) Papadopoulos, C. A. and Dimarogonas, A. D., 1987, Coupled Longitudinal and Bending Vibrations of a Rotating Shaft with an Open Crack, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 117, No. 1, pp. 81~93.

(10) Papadopoulos, C. A. and Dimarogonas, A. D., 1988, Coupled Longitudinal and Bending Vibrations of a Cracked Shaft, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 110, No. 1, pp. 1~8.

(11) Dado, M. H. F. and Abuzeid, O., 2003, Coupled Transverse and Axial Vibratory Behaviour of Cracked Beam with End Mass and Rotary Inertia, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 261, No. 4, pp. 675~696.

(12) Kang, J. K., 2016, Predicting the Natural Frequencies of a Cracked Beam Considering Axial-bending Coupling from Wave Propagation Perspective, M.S. thesis, Dong-A University, Busan, Korea.

(13) Park, H. W., 2017, A Simplified Frequency Equation and Its Approximate Solution of a Beam with an Incipient Crack from a Wave Perspective, *Wave Motion*, Vol. 75, pp. 1~12.

(14) Levy, N. and Rice, J., 1972, The Part-through Surface Crack in an Elastic Plate, *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 39, No. 1, pp. 185~194.

(15) Doyle, J. F., 1989, *Wave Propagation in Structures*. New York, NY, Springer.

(16) S/W Resources, 2018, <http://www.nisn.re.kr/eng/action.do?menuId=50007>. (accessed January 6, 2018).

(17) PSI-5A4E PIEZOCERAMIC SHEETS and Their Properties, 2018, <http://www.piezo.com/prodsheet1sq5A.html> (accessed January 6, 2018).



**Ji-Kang Kang** received his B.S and M.S. degrees from Dept. of Civil Engineering at Dong-A University in 2015 and 2017, respectively. The title of his master thesis is “Predicting the natural frequencies of a cracked beam considering axial-bending coupling from wave propagation perspective.” He is working at Construction SW Business Department in MIDAS IT Co., Ltd.



**Tae-Jeong Lim** is a graduate student at Dept. of Civil Engineering at Dong-A University. Her recent research work is investigating the axial-bending coupling of a cracked beam in the high-frequency range through analytical approach and experimental work using surface-mounted piezoelectric wafers.



**Hyun-Woo Park**, His recent research interest is analytical and numerical investigation of electromechanical admittance of piezoelectric transducers mounted on a beam from wave propagation perspective. He is interested in investigating the change of vibration characteristics due to crack in a beam from a wave perspective as well.

## 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 본인의 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 저적과 종설의 기술, 저자에 의한 강의, 연구발표 및 워크샵 등을 위한 교재 제작을 위하여 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 권리.

2. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리를 행사하기 위한 조건

- (1) 위에 허락된 목적으로 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 경우에는 반드시 저작권이 사단법인 한국소음진동공학회에 속함을 표시하여야 한다.
- (2) 논문을 상품화하기 위하여 논문에 대한 권리를 영리단체에 양도할 수 없다. 단, 1(1)의 권리를 행사하는 경우에는 그렇지 아니하다.

3. 저작권의 소유 및 서명에 대한 기타 조건

- (1) 저자 중 1인(논문에 대한 책임을 질 수 있는 저자)이 모든 저자와 이들 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 한다.
- (2) 본 저작권 양도 동의에도 불구하고 대한민국 정부 또는 연구비를 지원한 기관 및 단체가 본 논문에 대한 저작권을 행사하고자 하는 경우에는 그 행사를 제한하지 아니한다.
- (3) 본 저작권 양도 동의서에 서명함으로써 저자는 본 논문이 학술대회에서의 발표를 제외한 다른 형태로 투고 또는 발간되지 않았으며, 타인의 저작권을 침해하는 불법적인 내용을 포함하지 않았음을 서약한다.
- (4) 논문의 전부 혹은 일부가 학회 논문집에 게재되기 전에 어떠한 형태로든 상업적인 목적으로 제작되거나 유포된 경우라도 게재 이후에는 상업적인 목적을 위하여 발간된 내용의 전부 혹은 일부를 포함하는 새로운 내용으로 변경하여 제작하거나 유포할 수 없다.
- (5) 본 저작권 양도 동의서에 서명하는 것은 저자가 본 저작권 양도 동의서에 기재된 모든 내용을 읽고, 그 내용을 이해하였으며, 그 내용에 동의하는 것을 의미한다.

Korean Society for Noise and Vibration Engineering  
**Research Ethics and Ethics Committee Regulations**

한국소음진동공학회

**연구윤리 및 윤리위원회 운영 규정**

- (1) (Purpose) This provision is subject to the code of ethics of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE), which publishes and presents academic activities such as research ethics and the establishment of relationships in KSNVE. The purpose of this document is to set forth the terms of the research ethics committee for operational sanctions.

(목적) 본 규정은 한국소음진동공학회(이하 “학회”라 한다)의 윤리현장에 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)

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 이 후 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 심사에 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.
- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.
- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.
- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.
- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게재철회(Errata/Revision/Addendum/Retraction)와 같은 종류가 있으며 이에 한해 출판을 허가하도록 한다.

Fee for Page Charge | 게재회비

If the manuscript is accepted for publication, authors of the paper should provide the paper processing fee(50,000 Won) and publication fee(General papers : basic 6 pages 100,000 Won, for extra page: 20,000 Won/page, Funding papers : basic 6 pages 150,000 Won, for extra page: 30,000 Won/page, Urgent papers : basic 6 pages 200,000 Won, for extra page: 40,000 Won/page, Conference papers : free). | 논문원고의 저자는 논문게재 회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비(편당 5만원) 및 게재회비(일반논문 : 기본6면 10만원/초과면당 2만원, 연구비 지원 : 기본 6면 15만원/초과면당 3만원, 긴급논문 : 기본 6면 20만원/초과면당 4만원, 학술회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단  
법인

한국소음진동공학회

The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

<http://www.ksne.or.kr>