



# 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 28 Number 6 December 2018

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

**Published on** December 20, 2018(Bi-monthly)

**Publisher** Hueng-Sik Kim(President, KSNVE)

**Manuscript(Managing) Editor** Don-Chool Lee(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. **Don-Chool Lee**

Division of Marine Engineering, Mokpo National Maritime University

ldcvib@mmu.ac.kr  
Tel : +82-61-240-7219

Editors

Prof.  
**Gi-Woo Kim**  
Department of Mechanical  
Engineering, Inha Univ.  
gwkim@inha.ac.kr  
Tel : +82-2-860-7313

Prof.  
**Hyung Jo Jung**  
Department of Civil and  
Environmental Engineering, KAIST  
hjung@kaist.ac.kr  
Tel : +82-42-350-3626

Prof.  
**Jae Hung Han**  
Department of Aerospace  
Engineering, KAIST  
jaehunghan@kaist.ac.kr  
Tel : +82-42-350-3720

Prof.  
**Jong Kwan Ryu**  
Department of Architecture,  
Chonnam Univ.  
jkryu@jnu.ac.kr  
Tel : +82-62-530-1631

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**  
(KRISSE)

**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.)

**Jeong Ho Jeong**  
(FILK)

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

**Jih Yun 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**  
(Daewooenc)

**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.)

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

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

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

**Seung Chul Lee**  
(POSTECH)

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

**Seung Yup Yoo**  
(LG Electronics)

**Soo Hong Jeon**  
(DTaQ)

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

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

**Won Ju Jeon**  
(KAIST)

**Yong Hee Kim**  
(KCL)

**Young Hwa Park**  
(KAIST)

**Yun Ho Seo**  
(KIMM)

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

# 한국소음진동공학회논문집

2018년 12월  
제 28 권 제 6 호 통권 245호

## 목 차

초장행정 저속 디젤엔진의 종진동 해석 모델 및 진동 특성 .....	송명호 · 이돈출	635
연구자석을 이용한 자기 유변 탄성체의 음향 투과 손실 성능 시험 .....	김성환 · 이수혁 · 김기우 · 최승복	642
디젤엔진의 연소소음 음질평가용 인덱스 개발 .....	윤동운 · 이상권 · 이동철 · 정인수	649
해수유회환 선미관 베어링에서 발생하는 비선형 Stick-slip 마찰진동 발생 조건 및 주요인자 분석 .....	한형석 · 이경현 · 박성호 · 전수홍	655
초음파 센서의 혼 가이드에 의한 음향 수신 특성 .....	선상옥 · 김진오	664
표면 근전도를 이용한 손동작 인식 .....	육도경 · 손정우	670
입력 성형기와 가속도 피드백을 이용한 단진자 진동 제어 .....	신지환 · 이동한 · 곽문규	677
층간소음 성가심과 생활감에 대한 설문조사 .....	정정호 · 이평직	685
가전 냉장고 Ice-fan 유로 시스템의 유동과 소음 성능 개선에 관한 수치적/실험적 고찰 .....	신미정 · 정철웅 · 김태훈 · 구준효	694
발전용 보일러 후부 전열면의 공진 분석 .....	노선만 · 장재덕 · 김원진	701
초음파 센서의 혼 가이드 형상에 따른 음향 지향성 .....	임성구 · 김진오	707
EPS 완충재의 동탄성계수 및 두께에 따른 중량 바닥충격음 레벨 분석 .....	송국곤 · 김용희 · 류종관 · 김명준	713
구조 진동 측정을 이용한 프레스 성형품 넥 결함 검사기술 타당성 연구 .....	곽재혁 · 국형석 · 김홍규 · 최현철 · 양우호	721
균일 유입류에서의 모형추진기 캐비테이션 소음특성 실험연구 .....	설 한 신	728
사다리꼴 주름판의 최적형상 및 엄밀진동에 관한 연구 .....	김영완 · 정 강	735
스마트 타이어 적용을 위한 센서모듈 전원공급용 전자기 에너지 하베스터 설계 .....	서종호 · 장경영 · 이한민 · 김영철	742
균일 미립화 응용을 위한 압전 초음파 진동자의 성능고찰 .....	한영민 · 최승복	752
디젤발전기의 내진용 방진베드 시스템의 내진성능평가 .....	장성진 · 전범규 · 박동욱 · 백은림	759

C • O • N • T • E • N • T • S

- Axial Vibration Analysis Model and Its Vibration Characteristics  
on the Ultra Long Stroke Low Speed Diesel Engine ..... Song, M. H. and Lee, D. C. ... 635
- An Experimental Investigation on Sound Transmission Loss Performance of Magnetorheological  
Elastomer with Permanent Magnets ..... Kim, S. H., Lee, S. H., Kim, G.-W. and Choi, S. B. ... 642
- Evaluation of Sound Quality of a Diesel Engine  
with Considering Masking Effect ..... Yun, D.-U., Lee, S.-K., Lee, D. C. and Jung, I. S. ... 649
- Investigation for the Mechanism and Main Parameters  
of the Stick-slip Nonlinear Friction Induced Vibration in Water-lubricated  
Stern Tube Bearing ..... Han, H. S., Lee, K. H., Park, S. H. and Jeon, S. H. ... 655
- Acoustic Reception Characteristics Using Horn Guide  
of Ultrasonic Sensors ..... Seon, S. O. and Kim, J. O. ... 664
- Hand Gesture Recognition Using Surface Electromyogram ..... Yuk, D. G. and Sohn, J. W. ... 670
- Vibration Control of Pendulum Using Input Shaping  
and Acceleration Feedback Controller ..... Shin, J.-H., Lee, D.-H. and Kawk, M. K. ... 677
- Questionnaire Survey on Annoyance and Disturbance  
of Floor Impact Sound ..... Jeong, J. H. and Lee, P. J. ... 685
- Numerical and Experimental Investigation on Improvement of Flow  
and Noise Performances of Ice-fan Flow Piping System  
of Household Refrigerator ..... Shin, M. J., Cheong, C. U., Kim, T.-H. and Koo, J. H. ... 694
- Resonant Vibration Analysis of Back-pass Heat Surface  
in the Power Plant Boiler ..... Roh, S. M., Jang, J. D. and Kim, W. J. ... 701
- Acoustic Directivity of an Ultrasonic Sensor Depending  
on Horn Guide Shape ..... Lim, S. G. and Kim, J. O. ... 707
- Analysis of Heavyweight Floor Impact Sound Level with Dynamic Stiffness and Thickness  
of EPS Type Resilient Materials ..... Song, G.-G., Kim, Y.-H., Ryu, J.-K. and Kim, M.-J. ... 713
- Feasibility Study on Neck Defect Inspection Technique for Press-formed Products by Using Structural  
Vibration Measurement ..... Kwag, J.-H., Kook, H.-S., Kim, H.-K., Choi, H.-C. and Yang, W.-H. ... 721
- Experimental Study on the Cavitation Noise Characteristics  
of Model Propeller in Uniform Inflow ..... Seol, H. S. ... 728
- A Study on Optimal Shape and Refined Vibration  
of Trapezoidal Corrugated Plates ..... Kim, Y. W. and Jung, K. ... 735
- Design of Electromagnet Energy Harvester for Sensor Module  
of Smart Tire ..... Seo, J. H., Jhang, K.-Y., Lee, H. M. and Kim, Y.-C. ... 742
- Performance Investigation of Piezoelectric Ultrasonic Vibrator  
for Uniform Atomization Application ..... Han, Y.-M. and Choi, S.-B. ... 752
- Seismic Performance Evaluation of Isolated Common Bed System for  
Diesel Engine Generator ..... Chang, S.-J., Jeon, B.-G., Park, D.-U. and Baek, E.-R. ... 759



# 초장행정 저속 디젤엔진의 종진동 해석 모델 및 진동 특성

## Axial Vibration Analysis Model and Its Vibration Characteristics on the Ultra Long Stroke Low Speed Diesel Engine

송명호\* · 이돈출†  
 Myeongho Song\* and Donchool Lee†

(Received September 24, 2017 ; Revised November 26, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

**Key Words** : Axial Vibration(종진동), Ultra Long Stroke(초장행정), Low Speed Diesel Engine(저속 디젤엔진)

### ABSTRACT

Modern super-large two-stroke low-speed diesel engines exploit higher stroke and bore ratios consequential to lower speed range (maximum continuous rating) operation. As such, engine designers such as MAN Energy Solutions and Winterthur Gas & Diesel Ltd. have developed the “G-series” and “X-series” engines, respectively, for this purpose. This engine design results in an increased propulsive efficiency and higher thrust variation force as well. However, the crankshaft axial strength decreases with the higher stroke/bore ratio and the natural frequency of axial vibration decreases as the amplitude increases. In addition, with the larger diameter and moment of inertia of the propellers employed in this propulsion shafting system, torsional-axial vibrations occur in the resonance region of torsional vibration. The thrust variation force generated by the propeller becomes the excitation force and manifested as engine body vibration or ship superstructure vibration in an axial direction. In this study, the axial vibration of a propulsion shafting system with a seven-cylinder 7G80ME main engine was used as the research model. The axial vibration characteristic was analyzed through theoretical analysis and actual measurement data. Its influence on the propulsion shafting is presented herein, and a more accurate modeling technique and analysis is regarded necessary.

### 기 호 설 명

$a_0$	: 프로펠러의 각 변위 진폭	$B_{xx2}$	: 프로펠러 각속도에 의해서 발생한 반력계수
$A_{xx1}$	: 프로펠러 중속도에 의해서 발생한 반력계수	$[C]$	: 종진동의 감쇠 매트릭스
$A_{xx2}$	: 프로펠러 증가속도에 의해서 발생한 반력계수	$D$	: 프로펠러 직경
$B_{xx1}$	: 프로펠러 각속도에 의해서 발생한 반력계수	$\{F_{ax}\}$	: 종진동의 기진력 벡터
		$F_c$	: 프로펠러 각속도에 의해서 발생하는 추력변동
		$F_s$	: 프로펠러 각속도에 의해서 발생하는 추력변동

† Corresponding Author ; Member, Mokpo Maritime University  
 E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr

\* Member, Marine Engineering, Mokpo Maritime University

# A part of this paper was presented at the 2017 Joint Conference by KSNVE, ASK and KSME(DC)

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

- $F_{torp}$  : 비틀림진동에 기인한 프로펠러의 추력변동
- $[K]$  : 종진동의 강성 매트릭스
- $K_L$  : 프로펠러의 종방향 동적 강성계수
- $m$  : 프로펠러 질량
- $[M]$  : 종진동의 질량 매트릭스
- $n$  : 진동차수
- $\{X\}$  : 종진폭 벡터
- $\ddot{x}_p, \dot{x}_p, x_p$  : 프로펠러의 증가속도, 종속도, 종변위
- $\ddot{\theta}_p, \dot{\theta}_p, \theta_p$  : 프로펠러의 각가속도, 각속도 각변위
- $\omega$  : 각속도
- $\alpha$  : 비틀림진동 각변위의 위상각
- $\rho$  : 해수밀도
- $\gamma$  : 위상각

### 1. 서 론

2013년부터 IMO(국제해사기구)에서 선박에 적용되는 EEDI(에너지효율설계지수)를 낮추기 위한 노력의 일환으로 선박용 엔진제작사들은 프로펠러 회전속도를 낮춘 초장행정 저속 디젤엔진 개발이 필요하였다. 이 중 선박용 저속디젤엔진의 대표적인 제작사인 MAN(man energy solutions)사는 ‘G’ 타입의 엔진을, WinGD(winterthur gas & diesel)사는 ‘X’ 타입의 엔진을 개발하여 조선소와 선사에 소개하였다. 이러한 엔진들의 특성은 모두 실린더 직경에 비해 행정 증가로 크랭크축의 종강도가 낮아져 종진동의 고유진동수도 떨어지고 진폭이 증가하게 되었다. 또한 프로펠러의 직경과 관성질량모멘트가 증가하여 비틀림진동의 공진영역에서 연성된 비틀림-종진동과 함께 이때 프로펠러에서 발생하는 추력변동력이 증가하여 엔진부품의 손상을 초래할 수 있고, 엔진과 선체진동의 전후진동을 일으키는 기진력이 되고 있다.

이 논문은 7G80ME엔진을 주 기관으로 한 추진축계의 종진동을 연구 모델로 선정하여 이론적 해석과 측정 자료를 통해서 종진동 진동특성을 검토하고자 한다.

### 2. 종진동의 기진력과 해석 모델

크랭크축은 복잡한 구조로 빔(beam)으로 가정한 단순한 계산 방법들이 많이 제시되어왔으나 이 논문

에서는 관련 도면을 구하기가 힘들어 엔진제작사에서 제공한 값을 그대로 이용하였다. 기술계휴사인 엔진 설계사는 도면이 CAD화되어 FEM해석에 의해서 종강성을 쉽게 구할 수 있으며, 이러한 작업을 통해서 구한 값을 기술 제휴선(licensee)에 제공하고 있다. Fig. 1은 인접한 2실린더의 크랭크축의 질량 배치를 보이며, MAN사는 Fig. 2에 보인 바와 같이 Fig. 1을 기준으로 크랭크(실린더)당 3개의 집중질량계로 나누어 해석을 수행하고 있다. WinGD사는 각 크랭크를 반으로 나누어 모델링하고 연속된 두 개의 크랭크 경우 각각의 1/2씩 한 개의 집중질량으로 모델링한다. 이외도 한 실린더를 두 개의 집중질량으로 나누어 모델링하는 방법도 있다. 기진력은 Fig. 3에 보인 바와 같이 실린더 내 연소압력에 의해서 반경방향으로 작용하는 힘이 축 방향으로 전환되며, 이때 전환되는 상대비를 추력변환율이라 하고 엔진제작사들은 일반적으로 0.1 ~ 0.25 사이의<sup>(1)</sup> 값을 적용하고 있다.

Fig. 4는 프로펠러에서 세 방향( $x, y, z$ )에 대하여 각 방향별로 상호(연성)진동에 대한 영향계수들을 보이며 여기서 종진동에 직접 영향을 주는 요소들( $x$ 방향) 선별하여 수식으로 정리하면<sup>(2,3)</sup> 식 (1)과 같고 이를 다시 정리하면 식 (2)와 같다.

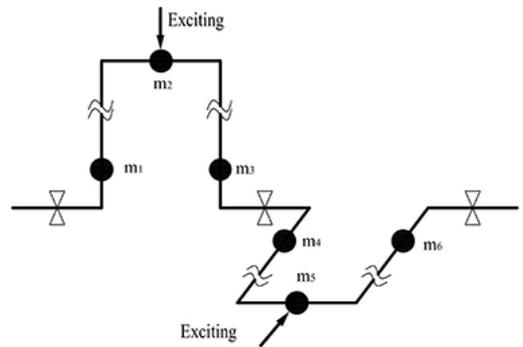


Fig. 1 Crank shaft mass division

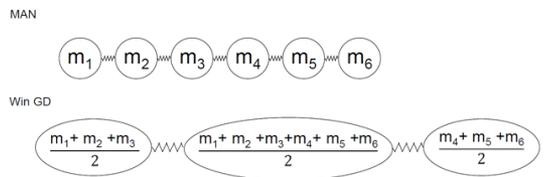


Fig. 2 Crankshaft modelling for axial vibration

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_p + K_L x_p &= A_{xx2}\ddot{x}_p + A_{xx1}\dot{x}_p + B_{xx2}\ddot{\theta}_p + B_{xx1}\dot{\theta}_p \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 (m - A_{xx2})\ddot{x}_p - A_{xx1}\dot{x}_p + K_L x_p &= B_{xx2}\ddot{\theta}_p + B_{xx1}\dot{\theta}_p \quad (2)
 \end{aligned}$$

그리고 우 항에서 기진력의 하나인 프로펠러의 추력변동력  $F_{torp}$ 을 구하면 식 (3)과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned}
 F_{torp} &= \sqrt{F_s^2 + F_c^2} \sin(\alpha + \gamma + \pi/2) \\
 F_s &= -B_{xx2}\rho D^4 n^2 \omega^2 a_o, F_c = 2B_{xx1}\rho D^4 n \omega^2 a_o \quad (3) \\
 \gamma &= \tan^{-1}(F_c/F_s)
 \end{aligned}$$

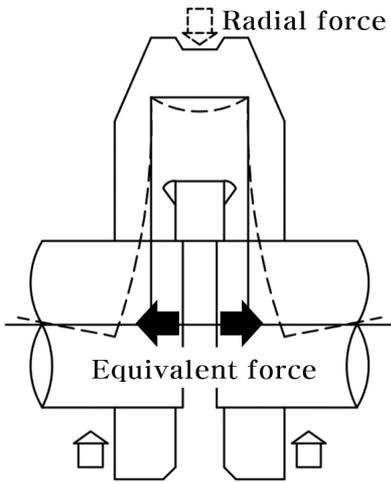


Fig. 3 Schematic drawing of equivalent axial force from radial force

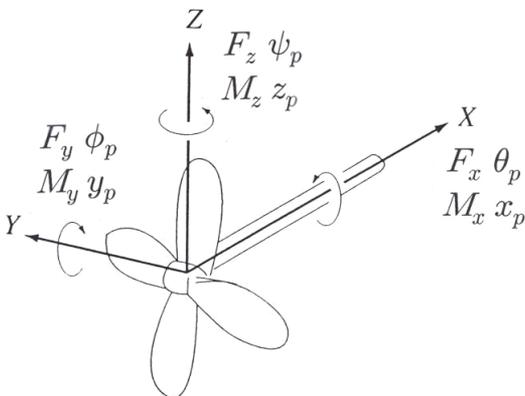


Fig. 4 Direction of the reaction moments and displacements on the propeller

### 3. 실험 모델 추진축계의 종진동해석

연구 대상 선박의 추진을 위한 엔진 및 프로펠러의 체원은 Table 1과 같다. 비틀림진동에 의한 종진동의 연성을 적용하기 위하여 비틀림진동은 13개의 집중질량을 갖는 모델로 하여 해석을 수행하였으며 중간축에 걸리는 비틀림진동의 응력은 Fig. 5에 보인다. 여기서 중간축의 동적 응력을 줄이기 위해 Table 1의 체원과 같이 크랭크축 선단에 고성능의 비틀림 튜닝댐퍼를 부착하였다. 또한 비틀림진동에 의해서 발생하는 중기진력을 추정하기 위하여 7개 실린더 비틀림진동의 각진폭과 프로펠러의 각진폭이 종진동의 연성향으로 적용된다. 이중 가장 영향력이 큰 프로펠

Table 1 Specification of the 7G80ME propulsion engine

Axial damper	Stiffness of thrust(MN/m)	800
	Rel. damping(MN/s)	6.0
	Weight(kg)	6200
Torsional damper	Tuned type	D325/1/V/M
	Diameter×width(mm)	3250×Unknown
	Outer/inner inertia(kg·m <sup>2</sup> )	26 600/2600
	Stiffness(MN·m/rad)	12.5
	Relative damping(kN·m/s)	320.0
	Weight(kg)	21 200
Main engine	Type	7G80ME
	Cylinder bore×stroke(mm)	800 × 3720
	Power at MCR(kW×r/min)	24 400 × 66
	Pmi at full load(bar)	18.12
	Nominal torque(kN·m)	3530
	Reciprocating mass(kg/cyl.)	14 161
	Firing order	1-7-2-5-4-3-6
	Dia. of crank shaft(mm)	1010
	Conn. ratio(r/l)	0.5
	No. of cylinder	7
Propeller	Weight(ton)	1055
	Type	Fixed pitch
	Diameter(m)	10.6
	No. of blade(ea)	4
	Moment of inertia (ton·m <sup>2</sup> (in water))	449.85
Weight(ton)	71.37	

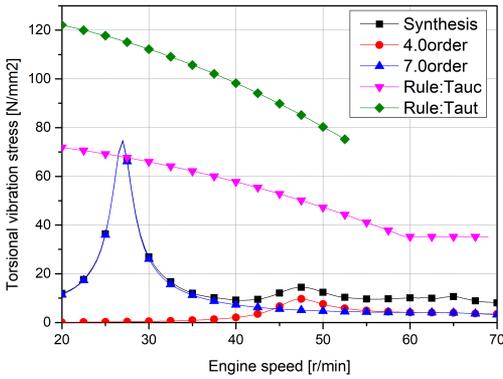


Fig. 5 Torsional vibration stress at intermediate shaft

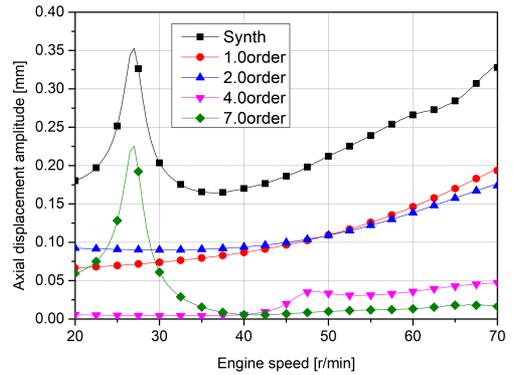


Fig. 8 Axial displacement amplitude at crankshaft free end

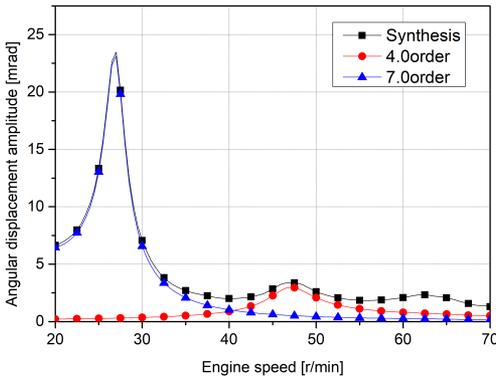


Fig. 6 Angular displacement amplitude at propeller

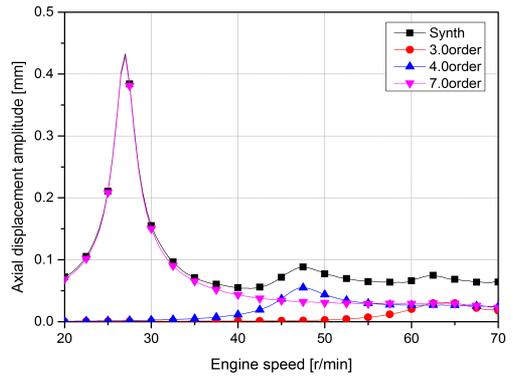


Fig. 9 Axial displacement amplitude at thrust bearing

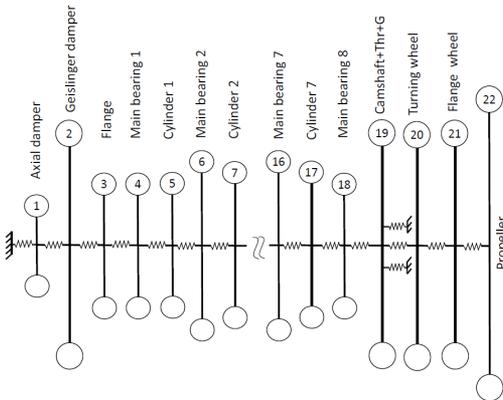


Fig. 7 Mass spring system for axial vibration

Table 2 Natural frequencies of axial vibration

Number of node	Natural frequency (unit: cycle/min)	
	Inactive	Active
0	234.46	397.27
1	655.19	821.86
2	935.29	955.34

러의 각진폭의 해석결과를 Fig. 6에 보인다. 선박용 디젤엔진의 종진동을 계산하기 위하여 Fig. 7과 같이 각 실린더는 3개의 집중질량으로 가정하여 총 22질 점계로 나누어 해석을 수행하였고 이를 매트릭스 형태의 수식으로 간략하게 정리하면 식 (4)와 같다. 자유진동 계산을 위하여 Table 1의 종진동 댐퍼의 감쇠 값을 이용 감쇠(종진동 댐퍼는 제외)와 기진력을 무시하여 고유진동수와 진동모드를 구할 수 있다. 고유진동수에 대한 계산결과는 Table 2에 보이며 댐퍼가 작동하지 않을 경우와 댐퍼의 감쇠와 각속도를 결합하여 강성(감쇠×ω)으로 가정한 디튜너(de-tuner)의 계산한 결과를 보인다. 그리고 강제진동은 종진동 댐퍼의 비선형성을 고려하여 전달매트릭스법을 이용하였다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F_{ai}\} \quad (4)$$

Figs. 8 ~ 9는 크랭크축 선단과 추력베어링에서 계

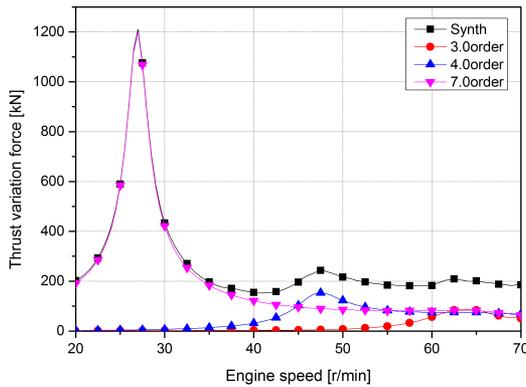


Fig. 10 Thrust variation force at thrust bearing

산된 종진폭을 보인다. Fig. 8에서 30 r/min 이하에서 발생된 진동피크는 비틀림진동과 연성된 종진동이며 이후 점차 증가하는 것은 순수한 종진동의 영향이 크다. 그리고 종진동 댐퍼에서 최대진폭은 0.06 mm 정도이다. Fig. 9는 추력베어링에서 계산된 종진폭으로 이 진동은 종진동 댐퍼의 영향보다는 베어링강성과 비틀림진동에 의한 추력변동력에 의해서 결정된다. Fig. 10은 추력베어링의 추력변동력으로 선체 및 엔진의 전후 진동의 기진력이 된다.

#### 4. 실선 실험과 고찰

크랭크축 선단진폭은 종진동 모니터링 시스템을 이용하였고 엔진끝단인 중간축의 플랜지에서 종진폭 측정하기 LVDT를 설치하였으며 전체적인 장비는 Fig. 11과 같이 배치하였다. 또한 추력변동의 주원인인 비틀림진동을 측정하기 위하여 중간축에 스트레인 게이지를 이용한 full bridge를 구성하여 부착하고 원격 시스템을 이용 비틀림진동을 측정하였다. 그리고 여기서 얻은 신호는 NI A/D 변환기를 이용하였고 분석 S/W는 자체 개발한 EVAMOS<sup>(4)</sup>을 이용하였다. Fig. 12는 Fig. 8의 해석결과와 비교하여 7차는 약간 낮은 편이다. 그러나 크랭크축 선단진폭으로 1차는 회전수가 높아질수록 떨어지며, 2차 성분은 그 반대이다. 이는 순수한 종진동보다는 비틀림댐퍼의 부착에 의한 런아웃(run out)과 축의 배치 등 축 횡진동의 영향이 큰 것으로 추정된다.

크랭크축의 선단과 추력베어링과 가장 근접해 비틀림진동의 공진점인 27 r/min ~ 28 r/min에서는 7차 성분이 Fig. 8의 해석결과와 차이가 나는 것은 크랭

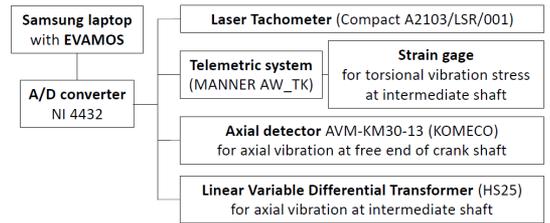


Fig. 11 Schematic diagram for torsional and axial vibration measurement

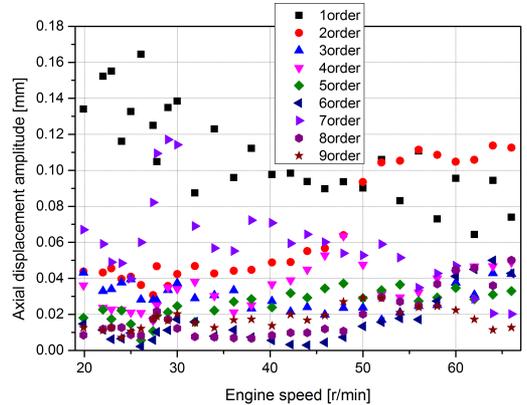


Fig. 12 Axial displacement amplitude measurement at crank shaft free end

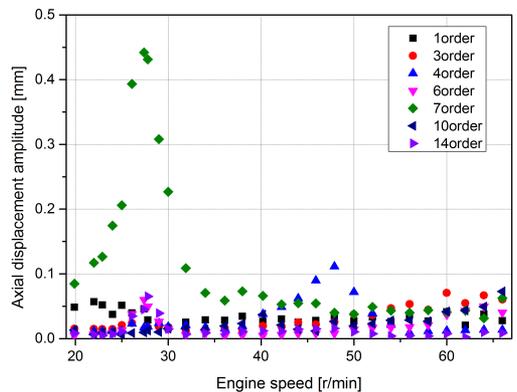
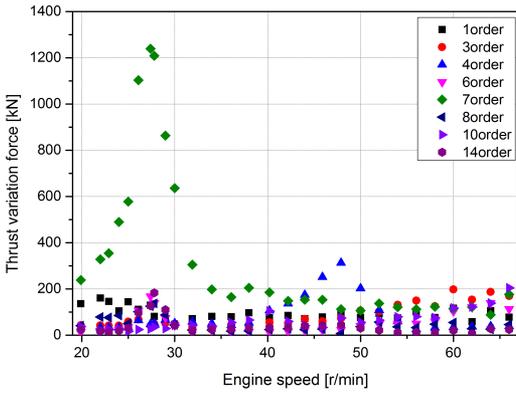


Fig. 13 Axial displacement amplitude measurement at intermediate shaft

크축의 합성된 선단진폭이 커서 종진동 댐퍼의 감쇠가 엔진제작사에서 제공한 값보다 큰 것으로 예측되기 때문이다. 즉 종진동의 이론 모델에서 댐퍼의 감쇠가 커지면 종진동 댐퍼(mass No. 1)와 연결된 베드플레이트(엔진의 하부구조물)의 강성과 크랭크축 선단 종진폭의 관계에서 댐퍼의 진동은 오히려 증가



**Fig. 14** Thrust variation force based on measured axial displacement of intermediate shaft

함을 확인하였으며 전체적으로 최적 감쇠값을 찾는 것이 필요하다. Fig. 13은 중간축과 크랭크축 끝단이 연결되는 중간축의 종진폭으로 추력베어링과 같은 값을 갖는다고 할 수 있다. 이는 해석결과인 Fig. 9와 비교할 때 거의 동일하며 계측결과를 기준으로 추력베어링의 강성을 곱하여 구한 추력을 Fig. 14에 보이며 이는 해석결과인 Fig. 10과 큰 차이를 보이지 않는다.

### 5. 결 론

최근 프로펠러 효율을 증가시키기 위하여 초장행정을 적용하여 엔진의 정격회전수가 점점 더 낮아짐에 따라 종진동 고유진동수가 떨어지고 진동진폭도 증가하였다. 또한 운전금지구역에서 비틀림진동 증가로 인한 연성된 비틀림-종진동 연성에 의해서 추력변동력이 증가하여 엔진과 선체상부의 전후진동의 기진력이 되고 있다. 이 논문은 초장행정 추진축계의 종진동의 해석모델을 검토하고 신뢰성을 확보하여 해석에 대한 오차를 줄여 현업에 활용하고자 하며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

- (1) 종진동 모델에서 MAN사는 크랭크 당 3개의 질량집중으로 나누어 해석을 하였고, WinGD사는 1개의 집중질량으로 모델링을 하였는데 해석상의 차이는 없었다. 다만 1질점의 경우 기진력의 적용에 있어 1개의 질점계에 있어 인접해 있는 두 개 실린더의 기진력을 합산 적용해야 하므로 수학적 모델에서 부적합한 사항이 될 수 있으나 해석상의 오차는 거의 나지 않았다.
- (2) 비틀림진동에 의한 프로펠러의 추력변동력을

Hylarides 박사의 실험결과를<sup>(3)</sup> 이용하여 검토한 결과 엔진제작사가 제공한 추력베어링의 강성이 정확하게 평가되었다고 가정하면 추력베어링에서 측정된 종진폭은 해석결과와 잘 일치하였다.

(3) 크랭크축의 선단 종진폭은 해석결과와 계측결과가 큰 차이를 보이고 있다. 원인으로서는 비틀림진동 댐퍼의 설치로 런아웃(run out)에 의한 영향이 커서 횡진동 성분이 이 종진폭에 포함되어 있는 것으로 추정된다. 또한 여러 차수의 진동이 복합되어 합성된 종진폭은 종진동 댐퍼의 감쇠가 비선형성을 가진 것으로 판단되며 이로 인하여 제작사에서 제공한 감쇠 값보다는 큰 것으로 추정된다.

(4) 종진동은 종진동 댐퍼의 부착으로 해석에 대한 중요도가 떨어지고 있으나 연성된 비틀림-종진동에 의해서 발생하는 추력변동력을 정확하게 예측하여 엔진 및 선체상부 전후진동의 기진력 예측이 필요하다. 또한 종진동 댐퍼의 성능 저하 시 예상되는 사고를 대비하기 위하여 정확한 모델링기법과 해석결과를 구하는 것이 필요하다.

### 후 기

이 연구는 산업통상자원부 소관 산업융합기반구축사업의 “중소형 선박엔진 및 관련기자재 공인시험인증센터 구축” 사업의 지원을 받아 수행되었습니다.

### References

- (1) Lee, D. C., Nam, J. G. and Ko, J. Y., 2001, A Study of Axial Vibration of Two Stroke Low Speed Diesel Engine on the Diesel Power Plant, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 11, No. 9, pp. 398~405.
- (2) Fujii, K. and Tanida, K., 1984, Exciting Forces of Ship Vibration Induced by Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System, Proceedings of International Cooperation on Marine Engineering Systems '84, Trieste, Italy, pp. 25~28.
- (3) Hylarides, S. and Gent, van W., 1979, Hydro Dynamic Reactions to Propeller Vibrations, Trans. I Mar E(C), Vol. 91, Conference No. 4, p. C37.
- (4) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration

Analysis and Monitoring System (EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 155~162.



**Myeongho Song** received his B.S. and Master from Mokpo Maritime University in 2001 and 2008. He is now working Ship Repair Supporting Center. Also he is studying Doctor course at Dynamics Lab. of Mokpo Maritime University.



University.

**Donchool Lee** received his Dr. Eng. from Mechanical Engineering department at Korea Maritime University in 1995. He worked at Hyundai Heavy Industries from 1983 to 1999. He is now a professor of Mokpo National Maritime

# 영구자석을 이용한 자기 유변 탄성체의 음향 투과 손실 성능 시험

## An Experimental Investigation on Sound Transmission Loss Performance of Magnetorheological Elastomer with Permanent Magnets

김 성 환\* · 이 수 혁\* · 김 기 우\* · 최 승 북†

Seong Hwan Kim\*, Soo Hyuk Lee\*, Gi-Woo Kim\* and Seungbok Choi†

(Received February 13, 2018 ; Revised October 1, 2018 ; Accepted October 1, 2018)

**Key Words** : Magnetorheological Elastomer(자기 유변 탄성체), Permanent Magnets(영구자석), Sound Transmission Loss(음향 투과 손실), Noise Reduction(차음도), Sound Insulation Material(차음 소재)

### ABSTRACT

This paper presents an experimental investigation on sound transmission loss performance of magnetorheological elastomer (MRE) with permanent magnets. From experimental results, the sound transmission loss of a grid-shaped structure embedded with MRE and permanent magnets can be improved over a wide frequency range (from 250 Hz to 2500 Hz). This study provides preliminary research for the development of new sound insulating technology based on MRE. The proposed simple method appears to offer potential applications in sound insulation systems, even though the sound transmission loss of MRE under magnetic field needs to be further improved.

### 1. 서 론

현대 사회에 이르러 급속한 산업의 발전에 따른 생활 편의 시설과 산업 제품의 제조 시설 등 다양한 시설과 고속 도로 및 철도 등에서 다양한 소음 공해가 발생하고 급격히 증가하고 있는 실정이다. 삶의 질이 향상됨에 따라 주거 환경에 대한 관심과 많은 요구 사항의 증가로 생활 환경 소음 문제가 이슈화되고 있다. 환경 소음은 일상생활에서 가장 빈번하게 접할 수 있는 공해로 소음 레벨이 증가하고 지속 시간이 증가할수록 불쾌감이 증가하고 정신적 피로와 스트레스의 주요 원인이 되고 있다. 이러한 환경 소음 문제에 따른 정숙한 생활 환경 조성 요구의 증가와 설치, 조성 유지를 위해 산업시설 및 도로의 소음을 저감하기 위한 다

양한 연구와 저감 장치에 대한 개발이 진행되고 있다.

일반적인 소음의 저감 방법으로는 다음의 세 가지를 적용할 수 있다. 첫째, 소음 발생원(source)에서 저감시키는 방법과 둘째, 전달 경로상(path)의 저감방법, 셋째, 수음 지점(receiver)에서 소음을 저감시키는 방법으로 분류할 수 있다. 가장 근본적인 저감 방법으로 소음 발생원에서 발생하는 소음을 저감시키는 방법이 있으나 이는 장비나 기계의 가진(excitation) 성능에 따라 계획, 설치 단계에서 제약이 발생하는 문제점을 가지고 있어 소음 발생 매커니즘을 근본적으로 해소하는데 한계가 있다<sup>(1,2)</sup>.

전달 경로상의 소음 저감 방법은 소음이 대기를 통해 전달되는 과정에서 전달 경로를 증가시키거나 차단하여 소음을 저감하는 방법으로써 대표적인 사례로 도로에 설치된 방음벽(sound barrier), 방음 터널(sound

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

\* Member, Inha University

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

barrier tunnel)이 있다<sup>(3,4)</sup>. 수음 지점에서 소음 저감 방법으로는 민원 예상되는 지점에 소음 저감 방안을 적용하는 방법이며, 수음 지점의 분포가 넓은 경우, 설치 비용이 과도하게 증가하는 문제가 발생하여 실제 적용에 있어 많은 애로 사항이 있다<sup>(5,6)</sup>.

한편, 소음 저감 및 제어에 적용되는 방법으로는 수동(passive) 제어와 능동(active) 제어, 그리고 반능동(semi-active) 제어가 있다. 주거 공간 및 도로에서 발생하는 소음 저감을 위해 가장 많이 사용되고 있는 방법은 수동 제어이며, 소음원의 주파수에 관계없이 전달 경로상의 소음을 제거하기 때문에 시간에 따라 소음원이 변화하는 장소 또는 시설에 적용하기에 많은 한계가 있다<sup>(7,8)</sup>.

반면, 능동 소음 제어(active noise control, ANC) 방법은 소음원으로부터 발생한 소음의 주파수와 파장의 반대 신호를 인위적으로 생성시켜 소음을 상쇄시키는 방법이다. 이 방법은 시간에 따른 소음원의 크기와 주파수가 고정된 자동차 분야에서 많은 연구가 진행되고 있다<sup>(9-11)</sup>. 반능동 제어는 재료 자체가 외부 제어 입력(전압, 전류, 자기장, 전기장 등)에 의해 강성과 감쇠가 변하는 특성을 이용하여 실시간으로 반응하는 전기 유변 유체(electrorheological fluids, ERFs)와 자기 유변 유체(magnetorheological fluids, MRFs)를 이용한 많은 연구들이 진행되고 있다<sup>(12,13)</sup>.

따라서, 이 연구에서는 스마트 재료로서 기계 및 구조물 등의 동적인 시스템에서 진동 제어를 위한 진동 절연(isolator)과 동적 흡진(dynamic absorber)의 원리를 적용한 자기 유변 탄성체(magnetorheological elastomer, MRE)를 이용하여 on-off 및 자기장 세기 변화에 따른 차음 저감 성능에 대한 실험적 고찰을 하였다.

지금까지 MRE 연구는 진동 제어를 위한 진동 절연(vibration isolator)과 동적 흡진기(dynamic absorber)에 대한 연구가 활발히 진행되고 있지만, 차량의 현가 장치와 샤시 서브 프레임 모듈에 적용되고 있는 부시류와 마운트에 대한 연구는 초보 단계에 있으며, 아직까지 MRE를 이용한 소음 저감과 제어에 관한 연구 또한 미미한 실정이다<sup>(14-17)</sup>.

MRE는 천연 고무 또는 실리콘 고무를 기반으로 다양한 촉진제 및 활성화제 등과 배합하여 자기장에 반응하는 입자인 CIP(carbonyl iron powder)를 혼합하여 제작한 스마트 재료로서 인가되는 자기장 크기에 따라 강성과 감쇠가 변화하는 성질을 가진 소재로 천연 고무

기반의 MRE를 이용하여 차음판을 제작하고, 자기장 크기 변화에 따른 차음 성능을 실험적으로 고찰하였다. 자기장을 인가할 수 있는 장치로 영구자석(permanent magnet)을 이용하여, MRE와 영구자석의 거리에 따른 변화로 구현하였다. 차음 성능 평가 항목으로 음향 투과 손실(sound transmission loss)과 차음도(noise reduction, NR)를 측정할 수 있는 잔향실에 마이크로폰을 설치하고 음원을 방사하여 50 Hz ~ 6300 Hz 대역에서 주파수 변화에 따른 차음 성능을 평가하였다.

## 2. MRE 특성 및 자기장 해석

### 2.1 MRE 특성

Fig. 1은 MRE에 인가되는 자기장 강도와 자속 밀도의 관계를 나타낸 것으로 차음 성능 평가를 위한 자기장을 0 Tesla에서 1.0 Tesla까지 인가할 때 자기장 강도가 선형적으로 변화하는 것을 알 수 있다. Fig. 2는 자기장의 세기가 변화함에 따라 MRE의 변형률에 따른

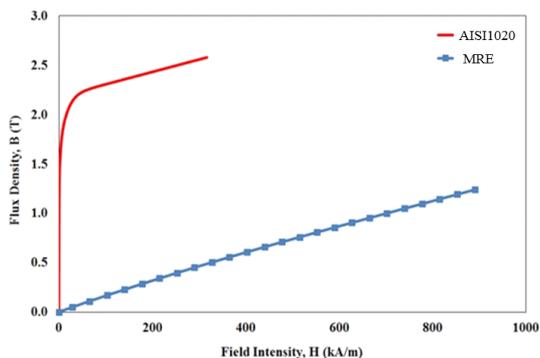


Fig. 1 B-H curve of MR elastomer

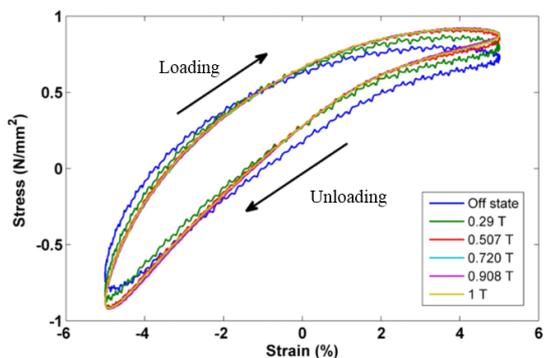


Fig. 2 Hysteresis curves of MR elastomer

응력을 나타낸 것으로 재료의 이력(hysteresis) 현상이 발생함을 알 수 있고 자기장의 세기가 증가하면서 탄성 계수가 증가함을 확인할 수 있다.

### 2.2 Magnetic Analysis

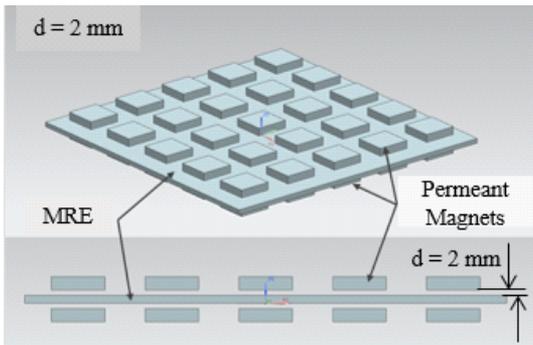
자기장 인가시 MRE의 차음 성능을 평가하기 위해 Fig. 3과 같이 MRE와 영구자석으로 구성하여 해석을 수행하였고 자기장의 세기는 MRE와 영구자석의 거리로 표현되며 식(1)과 같이 쓸 수 있다.

$$B = k \frac{I}{r} \quad (1)$$

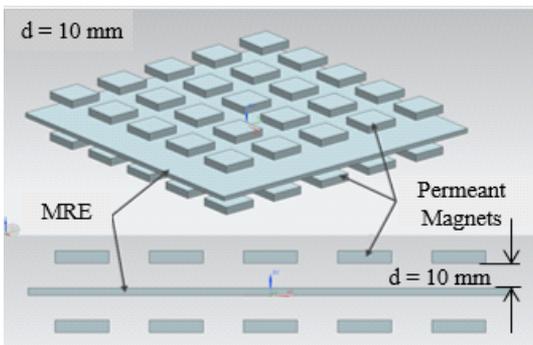
여기서, B는 자기장, r은 거리, I는 전류의 세기를 나타낸다. Fig. 3과 같이 자기장 해석을 위해 영구자석의 사용에 따라 MRE에 인가되는 자기장과 영구자석의 크기와 최적의 배치를 위해 상용 해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 자기장 해석을 수행하였다. 자기장 해석을 통해 구한 자기장 인가 세기에 따른 MRE

의 차음 성능을 산출하였고 차음 성능 측정 방법에 의한 측정값과 비교하였다. 영구자석은 MRE의 충분한 자기장 형성을 위해 0.3 Tesla의 자기력이 구현되는 영구자석을 적용하였다.

이 연구에서는 자기장 해석을 위해 MRE와 영구자석과의 거리를 2 mm, 3 mm, 5 mm, 7 mm 및 10 mm로 설정하였다. Fig. 4는 2 mm와 10 mm인 유한요소 모델을 나타내었다. MRE와 영구자석과의 거리를 최소 2 mm로 설정한 것은 이 연구에서 적용한 MRE가 0.3 T에서 자기 포화 상태가 발생하였고, 이때의 거리는 약 1.7 mm였다. 거리 2 mm일 경우 0.2 T 크기의 자기장이 발생함을 확인하였으며, MRE에 인가되는 자기장은 각 자석 사이에서 형성됨을 예비 실험을 통해 확인하였다. 또한, MRE에 인가되는 자기장의 세기는 2 mm인 경우 최대 0.28 T, 10 mm인 경우 0.09 T가 각각 발생하였다. 3 mm인 경우는 0.19 T, 5 mm는 0.14 T, 7 mm의 경우 0.11 T의 최대 자기장의 세기를 나타내었다.

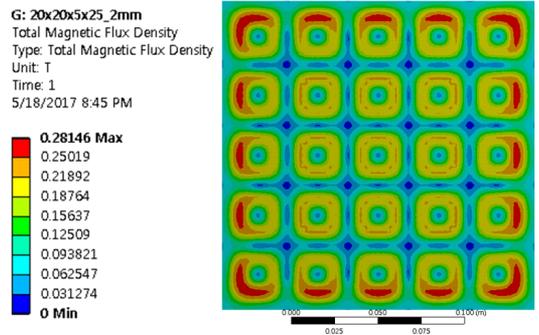


(a) d = 2 mm

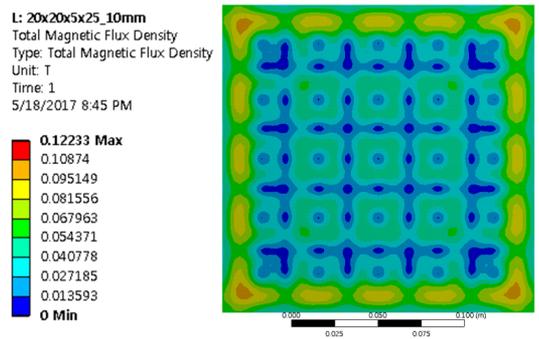


(b) d = 10 mm

Fig. 3 Magnetic field analysis model for varying distances



(a) d = 2 mm



(b) d = 10 mm

Fig. 4 Magnetic field analysis results for varying distances

### 3. 실험 및 고찰

#### 3.1 벽의 투과 손실 측정

투과 손실의 측정 방법은 Fig. 5에 나타난 것과 같이 서로 인접한 2개의 음향 측정용 공간에 공통의벽체에 시료 층진부에 MRE 그리드(MRE 및 영구자석이 장착된 시료)를 장착하고 한쪽은 음원실과 다른 쪽은 수음실로 하여 투과 손실을 측정한다. 소음원(sound power source)을 구동할 때 음원실 및 수음실의 음압 레벨을 각각  $SPL_1$ 과  $SPL_2$ 라고 하면 이때의 투과손실은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$TL = SPL_1 - SPL_2 - 10\log\left(\frac{S}{A}\right) \text{ (dB)} \quad (2)$$

여기서, S는 수음실 전체 표면적이고 A는 흡음력을 나타낸다. 투과 손실의 산출은 현장 측정값으로부터 산출하였고, 벽의 차음도(noise reduction, NR)는 식 (3) 및 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$NR = SPL_1 - SPL_2 = TL + 6 \text{ (dB)} \quad (3)$$

$$TL = NR - 6 \text{ (dB)} \quad (4)$$

#### 3.2 실험 장치 구성

MRE에 영구자석을 균일한 거리를 두고 배치하여 음원실과 수음실에 노출되는 MRE의 면적을 최대로 하여 접촉 면적을 최소화하였다. Fig. 6(a)에서 보는 바와 같이 영구자석과 MRE의 이격 거리를 고정시킬

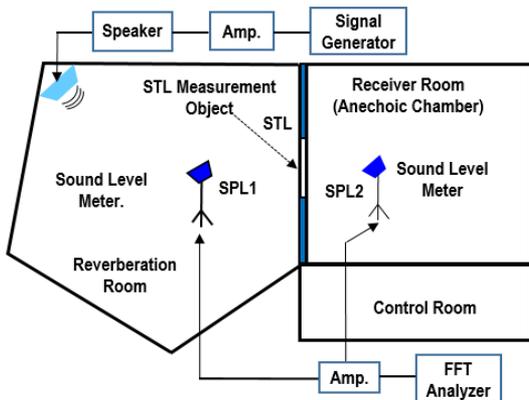
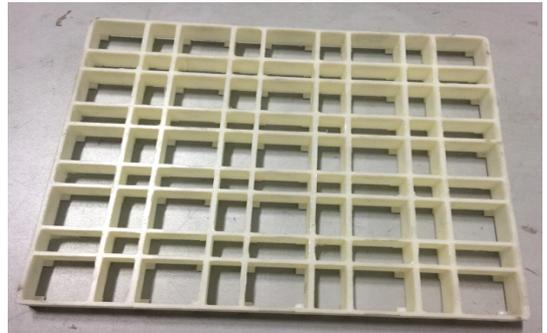


Fig. 5 Schematic diagram for laboratory test

수 있고 자기장을 형성에 영향을 주지 않는 재료 (non-permeable media, 비 자성체)를 적용하여 제작한 격자 구조물(grid structure)은 벽체의 진동 등에 의한 일치 효과에 의한 차음 성능 저하를 방지하기 위한 구조로 제작되었다. 비 자성체 재질을 적용한 fixture에 Fig. 6(b)에서 보는 바와 같이 영구자석을 결합하였다. 자석의 위치는 자기장 해석에서 적용한 위치와 동일한 구조로 제작하였고 빈 공간은 음이 투과되도록 하였다. 이 실험장치에서 MRE를 적용한 MRE 재질 최대 크기는 200 mm × 200 mm에 두께 1 mm이다. 이때 영구자석은 20 mm × 20 mm에 5 mm 두께를 가지는 것을 적용하였다.

Fig. 7과 Fig. 8에서 보는 바와 같이 자기장이 인가된 MRE의 차음 성능 평가를 위하여 음원실인 잔향실(reverberation room)과 수음실인 완전 무향실(full anechoic chamber)에 최대 면적을 노출시키고 음원실과 수음실의 벽 사이에 MRE와 영구자석이 부착된 차음판을 설치한다. 음원실에 음원을 방사하여 측정된 음압레벨( $SPL_1$ )과 수음실에서 측정된 음압레벨( $SPL_2$ )



(a) Without magnet



(b) With magnet

Fig. 6 Grid structure for sound insulation test

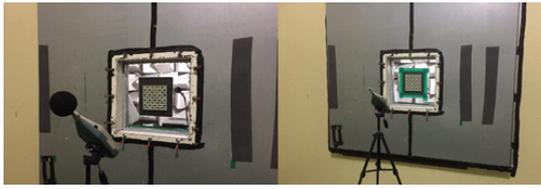


Fig. 7 Source (reverberation) room



Fig. 8 Receiver (full anechoic chamber) room

Table 1 Experimental equipment and devices

Experimental device/equipment	Purpose of use	Remark
Sound level meter (1/3 Oct. Band)	Sound measurement	NA 27 (Rion) / NA 28
Sound level meter	Sound measurement	Type 2250 (B&K)
Source room	Sound generation	Reverberation room
Receiver room	Sound receiving	Full anechoic chamber
Control room	Sound generation Control & STL DAQ,	

을 측정하였다. 이 때의 소음 측정 지점은 MRE가 설치된 개구부에서 약 1.2 m 떨어진 지점에 소음계(sound level meter)를 설치하여 측정하고 주파수별 특성을 검토하였다. 또한 자기장의 인가의 세기에 조절하기 위하여 MRE와 영구자석의 거리를 2 mm, 3 mm, 5 mm, 7 mm, 10 mm로 각각 조절하여 실험장치를 구성하였고 Table 1에 나타내었다.

### 3.3 실험 결과

Fig. 9에 나타난 바와 같이 MRE의 차음 성능은 자기장을 인가하지 않은 상태, 즉 0 T(off 상태)에서 최

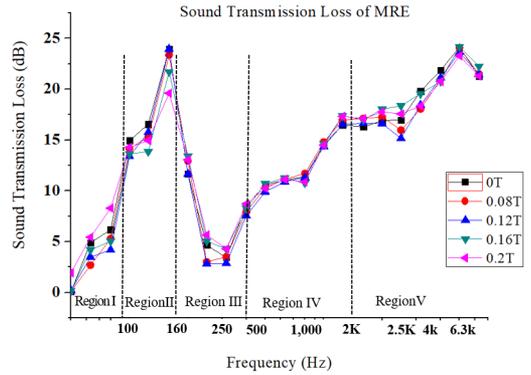


Fig. 9 Sound transmission loss of MRE with magnetic field

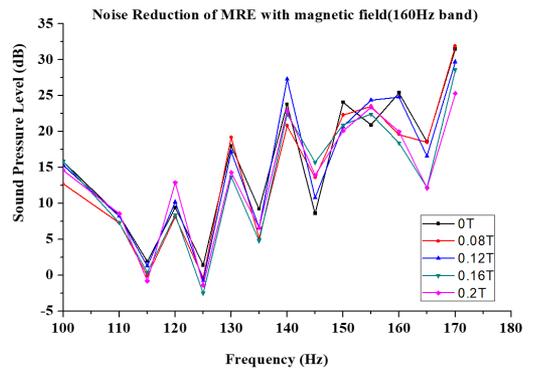


Fig. 10 Noise reduction of MRE with varying magnetic field (160 Hz band)

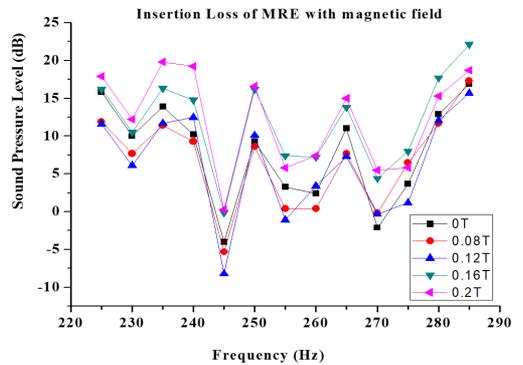


Fig. 11 Noise reduction of MRE with varying magnetic field (250 Hz band)

대 0.2 T까지 인가한 상태에서 음향 투과 손실을 1/3 옥타브 밴드 분석을 통해 차음 성능을 측정하였다. 그 결과를 살펴보면, 125 Hz ~ 160 Hz 대역은 off 상태(비

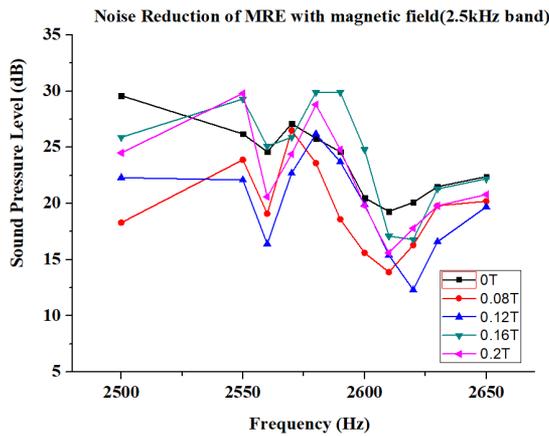


Fig. 12 Noise reduction of MRE with varying magnetic field (2.5 kHz band)

인가 상태)에서의 차음 성능이 자기장을 인가한 상태보다 약 3 dB 높게 나타났고 250 Hz ~ 2500 Hz 대역에서 자기장 인가에 따른 차음 성능이 개선되는 결과를 가지지 못하였다. 좀 더 상세히 구분하여 보면, 영역 I은 음원실과 수음실의 cut-off frequency(차단 또는 유효 주파수) 영역인 100 Hz 미만으로 측정의 정확성과 정밀도가 낮은 영역이므로 분석 대상에서 제외하였다. 영역 II는 125 Hz ~ 163 Hz 영역에서는 자기장 인가 시 차음 성능이 저하되는 결과를 보였다. 영역 III의 250 Hz 대역은 이 실험에 적용된 격자 구조의 차음 패널이 갖는 공진주파수( $f_r$ ) 영역으로 판단된다. 영역 IV, V는 Fig. 11과 Fig. 12에서 보여지는 바와 같이 자기장의 세기에 따른 차음 성능의 개선 결과를 확인하기 어려웠다. 이는 MRE의 기본 소재 성분과 CIP 투입 비율에 따라 서로 다른 결과를 나타내기 때문이다.

#### 4. 결 론

이 연구는 영구자석을 활용하여 자기장이 인가되지 않은 MRE부터 0.2 T까지 자기장을 인가한 다음 MRE의 차음 성능을 측정하여 평가하였고 영구자석 자체에 의한 차음 효과는 고려 대상에서 제외하였다. 자기장 해석과 차음 성능 평가를 통해 얻은 결론은 다음과 같다. 첫째는 MRE의 효과적인 차음 성능을 얻기 위해서 250 Hz 이상 2500 Hz 영역에서 0.16 T 이상의 자기장을 인가하는 것이 효과적으로 나타났고 해당 영역에서의 차음 성능은 0.16 T 이상 인가한 경우에 자기장을

인가하지 않은 경우와 비교시 음향 투과 손실은 약 5 dB가 개선되었다. 둘째, MRE에서 2500 Hz 대역의 차음 성능의 향상을 위해 0.16 T 이상의 자기장 인가가 필요하며, 이때 측정된 음향 투과 손실 값은 18 dB를 나타냈다. 셋째, 500 Hz ~ 2500 Hz 대역에서의 차음 성능의 차이는 3 dB로 단일 벽의 차음 특성의 질량 법칙(mass law)의 영역으로 자기장 인가에 따른 차음 성능의 변화가 미세한 증가를 보였다.

이것은 자기장의 인가 여부에 따른 MRE의 음향 투과 손실의 성능 측정 결과를 통해 250 Hz ~ 2500 Hz 주파수 대역에서 차음 소재로서 적용 가능성을 확인할 수 있었다.

이 논문에서는 차음 소재로서 MRE 재료의 자기장 인가를 통한 적용 가능성 검토를 위한 선행 연구로 검토한 것이다.

따라서, 이 연구에서 실험한 MRE 재료의 조성을 다양하게 배합하고 제조하여 추가적인 연구를 진행할 필요가 있다. 현재까지는 장점이 발생한 주파수 대역이 좁기 때문에 현재 사용되고 있는 방음벽보다 큰 장점은 나타나지 않음을 볼 수 있고, 개선된 차음 성능 및 소음 방지 대책으로서 차음 벽을 구성하는 MRE Grid 구조물의 간극, 틈새 등을 제거하는 방안으로 구조적인 개선과 음원에 흡음재를 장착한 개선 등 기존 차음 재료를 병용하여 개선하는 방안과 MRE 소재의 기본 베이스 재료와 CIP 입자의 다양한 혼합 비율과 배합 조성을 통한 재료의 음향 투과 성능 평가를 통한 추가 연구가 필요하다고 판단된다.

#### References

- (1) White, R. G. and Walker, J. G., 1982, Noise and Vibration, John Wiley & Sons. Inc. Chap.17.
- (2) Irwin, J. D. and Graf, E. R. N., 1979, Industrial Noise and Vibration Control, Prentice Hall, Inc. Englewood Cliff, Chap. 5.
- (3) Jo, Y. H. and Son, J. G., 2011, Cost-benefit Analysis for Noise Barrier and Low Noise Pavement, Proceeding of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 502~507.
- (4) Na, H. S., Kim, Y. G. and Seong, T. R., 1999, Reduction of Traffic Noise Using Sound Proof Tunnel, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 75~80.
- (5) Kim, H. S., Joo, M. K. and Joo, S. W., 2004, Noise

Reduction Method for Environment Friendly Housing Estate, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 535~541.

(6) Ahn, S. Y., Ryu, H. J., Kim, C. H., Kim, D. S. and Chang, S. I., 2014, Comparison of Noise Control Plan for Road-traffic Noise on Highway, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 939~942.

(7) Kwon, B. H. and Park, Y. J., 2011, Active Window to Reduce the Exterior Noise Flowed through the Open Window, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 820~827.

(8) Trinder, M. C. J. and Nelson, P. A., 1983, Active Noise Control in Finite Length Ducts, J. of Sound and Vibration, Vol. 89, No. 1, pp. 95~106.

(9) Kim, E. Y., Kim, B. H., Kim, H. W. and Lee, S. K., 2012, Design of a New VSS-adaptive Filter for a Potential Application of Active Noise Control to Intake System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 2, pp. 146~155.

(10) Lee, W. G. and Park, S. K., 1995, A Study on the Active Noise Control for the Reducing the In-cabin Noise of a Passenger Car, Proceeding of KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 171~177.

(11) Seong, M. S., Ha, S. H., Nguyen, Q. H. and Choi, S. B., 2009, Dynamic Modeling of ER Damper Considering Fluid Compressibility, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 7, pp. 659~666.

(12) Choi, S. M., Nguyen, V. Q. and Choi, S. B., 2008, Active Vibration Control of Automotive Engine Mount Using MR Fluid and Piezostack, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 11, pp. 1150~1156.

(13) Li, Y. C., Li, J. C., Li, W. H. and Du, H. P., 2014, A State-of-the-art Review on Magnetorheological Elastomer Devices, Smart Mater. Struct., Vol. 23, No. 12, p. 123001.

doi: 10.1088/0964-1726/23/12/123001.

(14) Jeong, U. C., Yoon, J. H., Yang, I. H., Jeong, J. E., Kim, J. S., Chung, K. H. and Oh, J. E., 2013, Magnetorheological Elastomer with Stiffness-variable Characteristics Based on induced Current Applied to Differential Mount of Vehicles, Smart Mater. Struct., Vol. 22, No. 11, p. 115007. doi: 10.1088/0964-1726/22/11/115007.

(15) Yang, C. Y., Fu, J., Yu, M., Zheng, X. and Ju, B. X., 2015, A New Magnetorheological Elastomer Isolator in Shear-compression Mixed Mode, J. of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 26, No. 10, pp. 1290~1300.

(16) Qi, W., Xufeng, D., Luyu, L. and Jinping, O., 2017, Study on an Improved Variable Stiffness Tuned Mass Damper Based on Conical Magnetorheological Elastomer Isolators, Smart Mater. Struct., Vol. 26, No. 10, p. 105208. doi: 10.1088/1361-665X/aa81e8.

(17) Hermmatian, M. and Sedaghatti, R., 2017, Effect of Applied Magnetic Field on Sound Transmission Loss of MR Based Sandwich Panels, Smart Mater. Struct., Vol. 26, No. 2, p. 025006. doi: 10.1088/1361-665X/aa5209.



**Seungbok 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.

# 디젤엔진의 연소소음 음질평가용 인덱스 개발

## Evaluation of Sound Quality of a Diesel Engine with Considering Masking Effect

윤 동 운\* · 이 상 권† · 이 동 철\*\* · 정 인 수\*\*  
Dong-Un Yun\*, Sang-Kwon Lee†, Dongchul Lee\*\* and Insoo Jung\*\*

(Received June 19, 2018 ; Revised October 23, 2018 ; Accepted October 23, 2018)

**Key Words** : Diesel(디젤), Combustion Noise(연소소음), Masking Effectiveness(마스킹 효과), Sound Quality(음질)

### ABSTRACT

The present study focused on knocking noises of internal combustion engines. It was shown that the quantification of knocking noise can be calculated by considering time-frequency masking. The knocking noises were synthesized from the characteristics of diesel engine sounds. The subjective rating of these sounds was performed by a jury test. For the objective evaluation, time-frequency masking is applied to the knocking sound signals, and the modulation degree of those signals was calculated. By a correlation test, the diesel sound quality index (DSQI) was developed. The DSQI was successfully applied to the quantification of knocking noise of diesel engines.

### 1. 서 론

디젤엔진은 고압분사를 통해 뛰어난 연비를 가지고 있지만, 고압으로 인하여 소음이 증가한다. 특히 2회 전 당 1회 폭발하는 다기통 엔진은 진폭변조(amplitude modulation)된 충격음을 발생시킨다. 이러한 충격음을 일반적으로 디젤 노킹소음이라 불린다. 엔진으로부터 발생하는 디젤 노킹소음은 구조진동 및 방사소음으로 차량의 실내 소음으로 전달된다<sup>(1)</sup>.

디젤엔진의 노킹소음은 엔진구조물의 공진 주파수와 관련이 있으므로 특정 주파수 밴드에서 진폭변조소음의 합이다. 진폭변조의 소음은 “까르르” 하는 소음의 특징을 가지고 있으며, 이는 차량의 승차감을 방해하는 큰 요소가 된다. 따라서 디젤 노킹소음을 평가하

기 위한 연구가 많이 진행되었다. 기존의 연구에서는 디젤의 연소소음의 특징인 진폭변조를 계산하기 위하여 협대역 변조도 분석 NBMA(narrow band modulation analysis)를 적용하여 변조정도(degree of modulation)를 계산하여 디젤노킹 평가 인덱스 DKI(diesel knocking index)로 사용하는 연구가 있었다<sup>(2)</sup>.

DKI라는 평가지수는 인간의 청각계에서 이루어지는 마스킹 효과를 고려하지 않은 지수이다. 최근 연구에서는 연소노킹지수 CKI(combustion knocking index)라는 마스킹 효과를 고려한 지수를 제시하였다<sup>(3)</sup>. 이 방법은 시간영역의 신호에서 진폭 변조 정도를 계산하여 노킹신호를 정량화하는 기술이다. 연구결과에 따르면 DKI보다 CKI가 청음평가 결과와 상관성이 높다<sup>(3)</sup>. 마스킹효과라는 것은 주파수성분이 다른 주파수에 영향을 미치는 주파수 마스킹<sup>(4)</sup>, 한 시간대의 마스커가 다

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

\* Department of Mechanical Engineering, Inha University

\*\* Member, Engine Research lab., Hyundai Motor Company

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

른 시간에 영향을 미치는 시간 마스킹이 존재하고 있으며 두 마스킹은 동시에 영향을 미친다<sup>(5)</sup>. 그러나 CKI 기술은 동시에 영향을 미치는 것을 고려한 것이 아니라 두 마스킹 효과 중에 가장 효과가 큰 것을 사용하였다. 특히 노킹소음은 진폭변조 및 주파수 변조가 동시에 발생함으로 두 마스킹 효과를 동시에 고려해야 한다.

이 연구에서는 엔진 폭발에 기인한 저주파의 하모닉 성분의 주파수 마스킹효과와 진폭변조특성으로 발생하는 최대 음압 점에 대한 시간 마스킹효과를 고려하여 연소소음 정량화에 적용하고자 한다. 연구방법은 엔진에서 발생하는 노킹소음을 신호처리 기술을 통하여 모델링 후 합성음을 제작한다. 여기에 마스킹효과를 고려하여 진폭변조 정도를 계산한다. 다음 단계로 합성음에 대한 청음평가 결과를 시행하여 변조도와 상관도 비교를 하여 알고리즘의 유효함을 검증한다. 이 결과를 실제 엔진에 적용하기 위하여 엔진실험을 수행하였으며, 엔진의 실험 조건은 디젤 연소 노킹음이 가장 많이 발생하는 정속 조건과, 가속조건에서 실시하였다. 측정된 엔진 소음에 이 연구에서 개발된 시간-주파수 마스킹 기술을 적용하고 청음평가와의 상관성을 통하여 마스킹 효과를 검증하였다. 검증된 알고리즘을 활용하여 디젤엔진음질인덱스를 개발하였다.

## 2. 엔진 연소음 제작

### 2.1 연소음의 수학적 표현

내연기관에서 발생하는 소음은 폭발음과 폭발음의 주기의 배수인 하모닉 성분 소음, 노킹소음, 기타 배경 잡음으로 구성된다<sup>(6)</sup>. 이러한 소음을 수학적으로 표현하면 다음과 같다.

$$P_{harmonic} = \sum_{i=1}^{order} A_i \sin(2\pi i f_i t + \phi_i) \quad (1)$$

$$P_{knock} = \sum_{i=1}^{band, freq} \sum_{j=-(n-1)/2}^{(n-1)/2} B_{i,j} \sin(2\pi(f_{b,i} + 0.5j f_i)t + \phi_{i,j}) \quad (2)$$

$$P_{noise} = C * WN \quad (3)$$

여기서

$$C = \frac{P_{harmonic,RMS}}{\sqrt{SNR}} \quad (4)$$

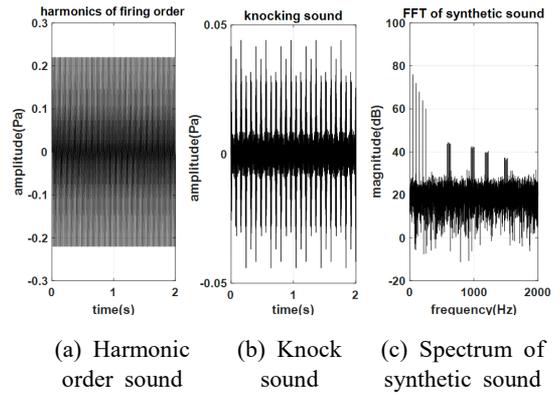


Fig. 1 Spectra for the synthetic combustion sound

$$P_{syn,knock} = P_{harmonic} + P_{knock} + P_{noise} \quad (5)$$

식 (1)에서  $A_i$ 는 하모닉 성분진폭이며,  $B_{ij}$  노킹성분의 진폭이다.  $\phi_i$ 는 위상을 나타낸다. 하모닉성분은 폭발음에 대한 하모닉 개수(order)의 사인파의 합성으로 나타낼 수 있다. 폭발 주파수는  $f_i = r/min/60$  Hz로 결정된다. 노킹소음은 0.6 kHz ~ 4 kHz의 특정밴드 부분에서 엔진구조물의 공진으로 발생되며 진폭 및 주파수 변조신호이다. 이때 변조 주파수는  $f_i/2$ 이다. 노킹 소음은 이러한 변조 주파수의  $N$ 개의 합으로 표현한다.  $N$ 이 많을수록 modulation depth가 커지므로 노킹이 큰 소음으로 들린다. 배경 소음은 랜덤 신호를 사용하며 크기는 SNR(signal to noise ratio)로 표현한다.

### 2.2 연소음의 시뮬레이션

측정 연소음을 직접 적용한 경우 노킹소음의 특성을 파악하기 어려움으로 합성음을 활용하여 노킹소음에 대한 하모닉 소음의 마스킹 효과를 파악할 수 있다. 따라서 연소음을 시뮬레이션하기 위해서 2.1에서 제시한 수식을 이용하여 하모닉 소음, 노킹소음 등을 제작하고 배경 소음을 추가하여 합성음을 만들어 주파수 분석을 시행하면 Fig. 1과 같다.

## 3. 시간-주파수 마스킹 이론

### 3.1 주파수 마스킹

주변소음이 많은 공간에서 대화하는 경우 상대방의 소리가 잘 들리지 않는다. 이것은 상대방의 소리가 주변소음에 의해서 묻혀 버리기 때문인데 이러한 현상을

마스킹 효과라 한다<sup>(7)</sup>. 주파수 마스킹에 대한 다양한 연구결과가 존재하지만 이 연구에서는 Terhardt<sup>(8)</sup>의 이론을 적용한다. Terhardt의 이론은 다음과 같다.

$$L_{E,n}(f) = L_n - s(z_n - z_f) \tag{6}$$

$$z = 13 \arctan [0.76(f/\text{kHz})] + 3.5 \arctan [(f/7.5\text{kHz})^2] \text{Bark} \tag{7}$$

$$s = 27 \text{dB/Bark}, f \leq f_n \tag{8}$$

$$s = [-24 - (0.23\text{kHz}/f_n) + (0.2L_n/\text{dB})] \times \text{dB/Bark}, f > f_n \tag{9}$$

여기서  $L_n$ 은  $n$ 번째 주파수에서의 마스크를 나타내며,  $L_{E,n}$ 은  $n$ 번째 마스크의 마스킹 곡선을 나타낸다.  $z$ 는 Bark를 나타낸다. 전체 마스킹 효과는 각 주파수에서의 마스크효과의 합으로 나타나며 다음과 같다.

$$P(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) \exp(-j2\pi ft) dt \tag{10}$$

$p(t)$ 는 엔진 연소음을 나타내며,  $P(f)$ 는 연소음의 주파수 성분을 나타낸다. 연소소음에 대한 SPL(sound pressure level)은 다음과 같다.

$$L(f) = 20 \log_{10} \left( 2 \frac{|P(f)|}{p_{ref}} \right), f = 0, \dots, fs/2 \tag{11}$$

최종적으로 마스킹된 음압은 다음과 같다.

$$LX(f) = L(f) - 10 \log_{10} \left[ \sum_{\substack{n=1 \\ n \neq f}}^N 10^{L_{E,n}(f)/20\text{dB}} \right] + 10^{L_{TH}(f)/\text{dB}} + I \tag{12}$$

$L_{th}$ 는 청각곡선이며,  $I$ 는 노이즈 레벨이다.  $LX$ 는 마스킹 된 SPL이다.

Fig. 2는 연소를 시뮬레이션 기법을 통하여 시뮬레이션된 연소음 4개에 대한 주파수 마스킹을 적용한 결과를 나타낸다. Fig. 2(a), (b), (c), (d)의 차이는 엔진의 속도가 1500 r/min, 2500 r/min, 3500 r/min, 4500 r/min으로 증가함에 따라서 변화하는 소음 신호이다. 저주파 하모닉 성분과 노킹소음이 변화함을 나타내며, 각각의 하모닉 성분이 노킹소음을 마스킹하는 문지방(threshold) 값의 변화를 볼 수 있다.

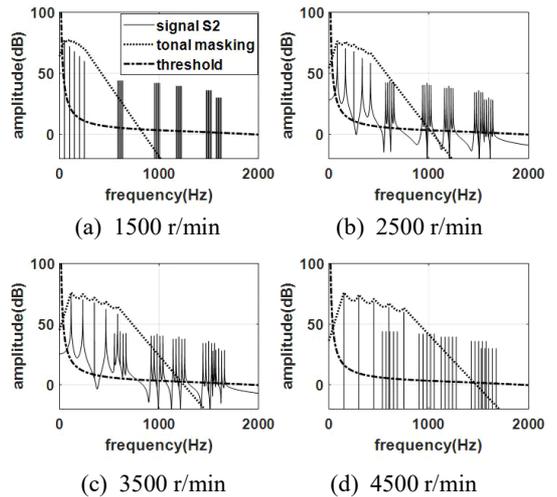


Fig. 2 Frequency masking for the synthetic combustion sounds

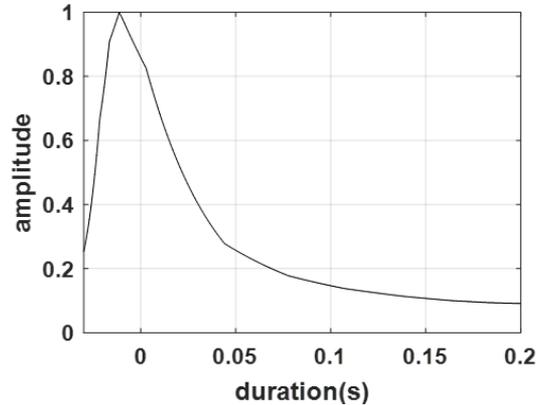


Fig. 3 Model of temporal masking curve

### 3.2 시간 마스킹

시간 마스킹 효과는 선(pre masking) 마스킹 후 마스킹(post masking) 기술이 있다. 이 연구에서는 일반적으로 Zwicker<sup>(9)</sup>의 선-후 마스킹 곡선을 사용하며 마스킹 곡선은 Fig. 3과 같다.

시간 마스킹 곡선을 사용하여 주파수 마스킹된 노킹 신호만을 적용한 결과 Fig. 4와 같다.

### 4. 청음평가

디젤 노킹소음에 대한 주관적 평가 방법으로 변조도 (degree of modulation)가 적용되어 왔다<sup>(10)</sup>. 그러나 마스킹 효과를 고려하지 않음으로 청음평가 결과와 상관

도가 낮았다. 따라서 추가적인 가중치가 필요하며 이 가중치는 엔진 운전 조건에 따라서 변함으로 실제 사용에 정확도가 낮다. 이 연구에서는 시간-주파수 마스킹 방법을 적용한 신호의 변조도를 구하여 객관적 지수로 사용하고자 한다. 따라서 합성음에 대한 청음평가 결과와 변조도의 상관성을 구하면 Fig. 5와 같다. 청음평가 방법은 rating 방법<sup>(11,12)</sup>을 사용하였으면 참가 인원 남녀 합계 30명이다. 청음평가치의 상하 값은 편차를 나타낸다.

이 결과에 의하면 마스킹을 고려하지 않은 것파 주파수 마스킹만 고려한 방법보다 시간-주파수 마스킹을 동시에 고려한 방법이 청음평가와 상관도가 높

음을 알 수 있다.

### 5. 디젤엔진 노킹 소음 개관적 평가

#### 5.1 엔진소음 측정 및 실험 조건

이 객관적 평가방법을 실제 디젤엔진에 적용하기 위해서 4기통 디젤엔진을 무향실에 설치하고 엔진엔진부터 1 m 거리에서 음압을 측정하고 측정된 음압에 대하여 시간-주파수 마스킹을 취한 후에 신호에 대한 변조도를 측정하였다. 청음평가는 4장에 참가한 동일한 인원 및 방법으로 주관 평가를 시행하였으며, 주관적 평가를 실행하여 변조와의 상관성을 구하였다. 엔진의 운전 조건은 1250 r/min, 1500 r/min, 1750 r/min에서의 정속 조건과 준 가속으로 엔진을 가속하는 경우를 선택한다. 준가속 조건의 경우 엔진에 걸리는 부하를 기준하여 LTI(light tip input), MTI(middle tip input) 두 조건으로 시행하였다. 이 두 조건에서 디젤엔진의 노킹소음이 발생한다. LTI의 경우는 완가속 조건으로서 1200 r/min, 1400 r/min, 1600 r/min, 1800 r/min, 2200 r/min, 2400 r/min에 대해서 청음평가를 실시하였다. 각 운전 조건에 사용된 청음평가용 데이터의 시간은 3초이다. Fig. 6은 청음평가 결과를 엔진 가속 조건에 따라서 표시하였다. 실선은 LTI 조건이고 점선은 MTI 조건이다.

엔진의 속도에 따른 음압증가 효과를 반영하기 위해서 마스킹된 변조도에 디젤 노킹소음이 발생하는 구간에 음압을 고려하여 실제 엔진에 적용하기 위한 DSQI (diesel sound quality index)를 개발하였다.

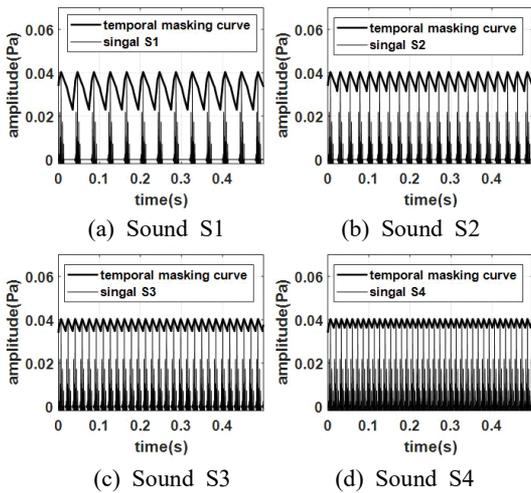


Fig. 4 Temporal masking for the synthetic knocking sound

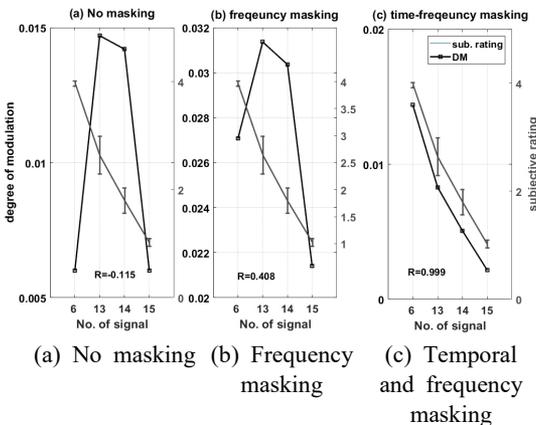


Fig. 5 Correlation between subjective rating and the degree of modulation

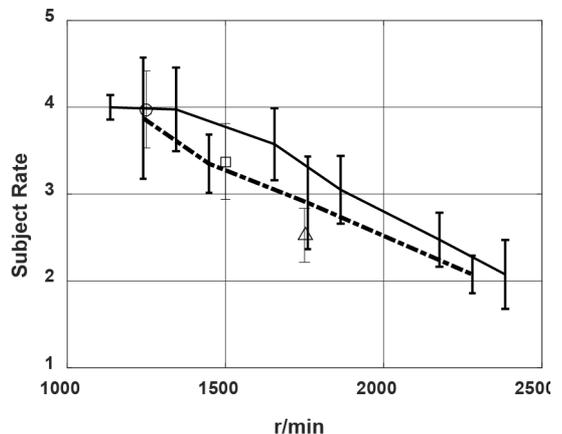


Fig. 6 Subjective rate versus engine speed (r/min)

## 6. 결 론

이 연구는 디젤엔진의 고압 연소압력으로 인하여 발생하는 디젤 노킹연소음에 대한 객관적 음질평가 방법을 연구하였다. 일반적으로 종래에 사용되는 객관적 평가법은 노킹 연소음에 대한 변조도를 이용하는 것이다. 그러나 기존 방법은 소음에 대한 마스킹 효과를 고려하지 않은 방법으로 실제 인간이 청감평가를 통해서 얻는 결과와 상관성이 부족하다. 따라서 새로운 가중치를 주어서 상관도를 높이는 방법을 취하지만 이 연구에서는 마스킹을 고려한 변조도를 구하여 객관적 평가 지수로 활용하였다. 이러한 연구를 진행하기 위해서 디젤엔진으로부터 발생하는 소음신호가 필요하며 신호처리 기술을 이용하여 연소음에 대한 합성 신호를 제작하였다.

합성 신호에 대한 노킹음질에 대한 주관적 청음평가를 시행하였으며 객관적 평가를 위한 마스킹 고려한 변조도를 구하기 위해서 시간-주파수 마스킹 알고리즘을 개발하였다. 합성음에 대한 마스킹 고려된 변조도는 청음평가 결과와 상관성이 높은 결과를 얻었다. 따라서 이 알고리즘을 실제 엔진에서 측정된 소음에 적용하여 디젤엔진 음질평가용 인덱스를 개발하고 청음평가를 통하여 높은 상관도를 검증하였다. 이 연구결과는 향후 디젤엔진의 음질 개발과 차량의 실내 음질 평가에 사용될 수 있다.

## 후 기

이 논문은 2015년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단 및 현대자동차의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2015R1A2A1A15052549, No. 2016R1A2B2006669).

## References

- (1) Pruvost, L., Leclère, Q. and Parizet, E., 2009, Diesel engine Combustion and Mechanical Noise Separation Using an Improved Spectrofilter, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 23, No. 7, pp. 2072~2087.
- (2) Sauvage, O., Laurac, A., Bezat, M., Roussarie, V. and Guillemain, P., 2012, Diesel Knock Noise From

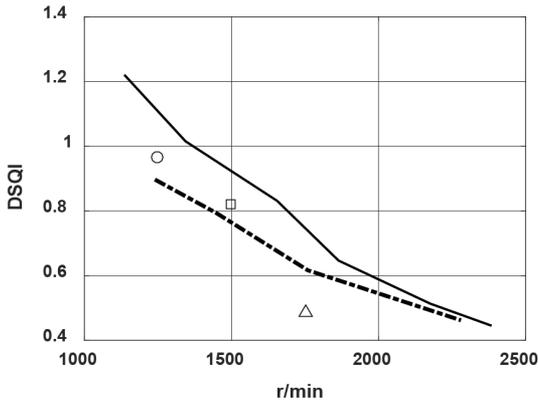


Fig. 7 Objective rate versus engine speed (r/min)

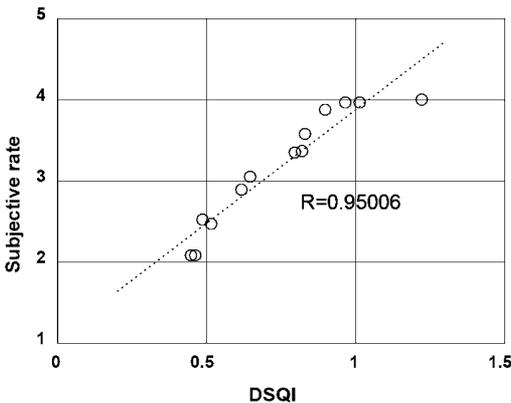


Fig. 8 Correlation between objective rate and subjective rate (DSQI)

$$DSQI = DM \cdot L \Big|_{f_i}^n \quad (13)$$

여기서 DM은 시간-주파수 마스킹이 고려된 변조도 (degree of modulation)이다. 그리고 L은 음압레벨이다. 개발된 DSQI를 이용하여 청음평가에 사용된 측정된 신호를 이용하여 DSQI를 구하여 엔진 속도 (r/min)와 비교하여 객관적 평가를 시행하면 Fig. 7과 같다.

주관적인 평가와 객관적인 평가에 대한 상관성을 구하면 Fig. 8과 같이 매우 높은 상관도를 가진다. 객관적인 평가법에 의하면 DSQI를 이용한 예측된 주관 값이 실제 청음평가를 통하여 얻은 결과와 유사하다.

이상의 95% 이상 높은 상관도는 이 연구방법을 이용한 디젤노킹 소음에 대한 객관적 평가법은 상당한 신뢰성이 있으면 향후 디젤엔진 노킹소음 평가에 유용하게 사용할 수가 있다.

Combustion Phenomenon to Perceived Signals, Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference, Nantes, France, pp. 1039~1044.

(3) Graf, B., Brandl, S., Sontacchi, A. and Girstmair, J., 2013, Objective Parameters for Engine Noise Quality Evaluation, *Auto Tech Review*, Vol. 2, No. 8, pp. 38~43.

(4) Sellerbeck, P., Nettelbeck, C., Heinrichs, R. and Abels, T., 2007, Improving Diesel Sound Quality on Engine Level and Vehicle Level – A Holistic Approach, *SAE Technical Paper*, Vol. 2007-01-2372. doi: 10.4271/2007-01-2372.

(5) Palmer, A. R., 1987, Physiology of the Cochlear Nerve and Cochlear Nucleus, in *Hearing*, edited by M.P. Haggard and E.F. Evans, Churchill Livingstone, Edinburgh.

(6) Lee, S. K., 2008, Objective Evaluation of Interior Sound Quality in Passenger Cars During Acceleration, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 310, No. 1-2, pp. 149~168.

(7) Moore, B. C. J., 1998, *Cochlear Hearing Loss*, Whurr Publishers, London.

(8) Terhardt, E. and Stoll, G., 1982, Algorithm for Extraction of Pitch and Pitch Saliency from Complex Tonal Signals, *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 71, No. 3, 679~688.

(9) Fastl, H. and Zwicker, E., 2007, *Psychoacoustics: Facts and Models*, 3rd edition, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.

(10) Necciari, T., Kronland-Martinet, R., Ystad, S., Laback, B., Savel, S. and Meunier, S., 2001, Auditory Time-frequency Masking: Psychoacoustical data and Application to Audio Representations, in *Speech, Sound and Music Processing: Embracing Research in India*, CMMR 2011, FRSM 2011. Lecture Notes in Computer Science, edited by Ystad S., Aramaki M., Kronland-Martinet R., Jensen K. and Mohanty S., pp. 146~171, Springer, Berlin, Heidelberg.

(11) Otto, N., Amman, S., Eaton, C. and Lake, S., Guidelines for jury evaluations of automotive sounds, *SAE Technical Paper*, Vol. 1999-01-1822, doi: 10.4271/1999-01-1822.

(12) Kim, E. Y., Jang, J. U. and Lee, S. K., 2012, Tonality Design for Sound Quality Evaluation for Gear Whine Sound, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 12, pp. 1172~1183.



**Dong-Un Yun** is a graduate student in Department of Mechanical Engineering at Inha University. He has studied for active sound design and active sound quality for the passenger car.



**Sang-Kwon Lee** received a Ph.D. degree on Sound and vibration Signal Processing Group at the ISVR in University of Southampton UK. He is currently the professor in the Department of Mechanical Engineering Inha University, Incheon, Korea.



**Dongchul Lee** studied mechanical engineering at Hanyang University for Master of Science. Since 2004 he has been working for Hyundai Motor Company. He became a senior research engineer in 2011. He is working on sound quality, deep learning based on NVH big data and NVH control.



**Insoo Jung** studied mechanical engineering at Pusan University for Master of Science. Since 1993 he has been working for Hyundai Motor Company. He became a research fellow in 2015. He is working on sound quality, NVH control and engine condition diagnosis based on big data and deep learning.

# 해수윤활 선미관 베어링에서 발생하는 비선형 Stick-slip 마찰진동 발생 조건 및 주요인자 분석

## Investigation for the Mechanism and Main Parameters of the Stick-slip Nonlinear Friction Induced Vibration in Water-lubricated Stern Tube Bearing

한형석<sup>†</sup> · 이경현<sup>\*</sup> · 박성호<sup>\*</sup> · 전수홍<sup>\*</sup>

HyungSuk Han<sup>†</sup>, KyoungHyun Lee<sup>\*</sup>, SungHo Park<sup>\*</sup> and SooHong Jeon<sup>\*</sup>

(Received June 22, 2018 ; Revised October 23, 2018 ; Accepted October 23, 2018)

**Key Words** : Stick-slip(스틱슬립), Non-linear Friction Induced Vibration(비선형 마찰진동)

### ABSTRACT

Seawater-lubricated bearings applied to stern tubes are widely used to support ship propeller shafts. Generally, the material of these seawater-lubricated bearings is rubber or polymer. Because the lubricating fluid for this kind of bearing is sea water, its coefficient of friction is somewhat higher than that of an oil-lubricated bearing. In particular, in the case of a low-speed regime where the slope of the speed-friction coefficient curve is negative, the shaft system becomes unstable because of the friction force, and self-excited vibration can be generated. This phenomenon is called non-linear friction-induced vibration by stick-slip motion. In this paper, a simplified model of the propeller shaft and bearing system with two degrees of freedom is suggested to define the mechanism of the stick-slip motion; the stability of the shaft-bearing system according to the change in vertical force, damping coefficient, and friction coefficient on the bearing surface was investigated with the virtual shaft model. In addition, an actual improvement case for the stick-slip non-linear vibration problem occurring in the propulsion shaft of a typical naval vessel is introduced by applying the result from the investigation of the virtual shaft model described in this research.

### 1. 서 론

스프링에 연결된 물체를 컨베이어 벨트 위에 놓아둔 상태에서 컨베이어를 동작시킬 경우 최초 컨베이어가 움직이기 시작한 지 얼마 되지 않아 스프링의 변위각 작을 때는 물체와 컨베이어 경계에서의 마찰력이 스프링에 의한 탄성 복원력보다 크므로 물체는 컨베이어

벨트의 운동방향으로 컨베이어 벨트위에 고정된 상태로 움직인다. 하지만 스프링의 변위가 점점 커져서 스프링에 의한 탄성복원력이 마찰력보다 커지게 되면 물체는 더 이상 컨베이어 벨트위에 고정되어 컨베이어와 같이 움직이지 않고 컨베이어 벨트 운동방향과 반대인 스프링의 복원력 방향으로 미끄러진다. 이러한 운동은 물체가 스프링 복원력이 마찰력보다 작은 지점으로 돌아간 후 반복적으로 발생하며 이러한 반복운동을 스틱

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

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

<sup>\*\*</sup> Member, Hiarkorea

<sup>#</sup> A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

-슬립(stick-slip)에 의한 비선형 마찰진동이라고 한다. 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동은 물체와 컨베이어 벨트 사이의 경계면의 마찰계수가 충분히 작아 마찰력을 무시할 정도가 될 경우 발생하지 않는다.

베어링 면에서의 축의 회전 운동의 경우도 컨베이어 벨트의 물체와 같이 윤활막이 충분히 형성되지 않는 저속 구간에서 마찰력이 충분히 크게 되면 스틱-슬립에 의한 마찰진동이 발생할 수 있다. 이후 회전속도가 증가하여 축-베어링 간 윤활막을 충분히 유지시켜 줄 수 있는 상태가 되면 이러한 마찰진동은 소멸된다.

선박용 추진축과 같이 저속운전을 피할 수 없는 경우 저속구간에서 스틱-슬립 운동에 의한 비선형 마찰진동을 피하기 어려우므로 마찰진동 발생 시 이를 최소화 할 수 있도록 추진축계를 설계해야하지만 실제 선박의 추진축계 설계 시 이에 대한 고려가 이루어지지 않고 있는 실정이다.

Simpson<sup>(1)</sup>은 축과 베어링을 컨베이어 위에서 스틱-슬립 운동을 하는 물체와 동일한 운동을 한다고 가정하고 회전속도에 따른 마찰력의 변화가 음의 관계를 가지는 경계윤활영역 및 혼합 윤활영역에서 스틱-슬립에 의한 마찰진동 및 추진축계의 안정도문제를 다루었다. Bhushan<sup>(2)</sup>은 실험실에서 시편시험을 통해 해수윤활베어링에서 발생하는 스틱-슬립 현상을 분석하였으며 베어링에 작용하는 수직력, 축의 회전수, 베어링의 표면상태 및 재질을 변경해 가면서 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동을 평가하였다. 실험결과로부터 스틱-슬립 마찰진동에 의해 소음이 발생하는 조건을 여러 인자에 대해 정리하여 제안하였다. Peng<sup>(3)</sup>은 고무 재질의 해수윤활베어링에 대해 수압 및 온도 변화에 따른 동마찰계수를 평가하고, 스틱-슬립 마찰진동이 발생하는 구간을 실험적으로 제안하였다. Herbst<sup>(4)</sup>는 자동차 클러치에서 발생하는 채터링(chattering) 소음의 발생원인이 특정속도에서 클러치판에 작용하는 수직력 변화에 따른 스틱-슬립 마찰진동임을 파악하였다. 이러한 스틱-슬립 현상에 의한 마찰진동이 크게 발생할 경우 베어링의 마모 또한 크게 발생할 수 있으므로 마모와 연관한 마찰진동의 연구도 활발히 이루어지고 있다<sup>(5-7)</sup>.

이와 같이 오일베어링에 비해 상대적으로 마찰계수가 큰 고무 또는 폴리머 계열의 해수윤활베어링의 경우 저속구간에서 스틱-슬립에 의한 비선형 진동에 대한 축계 시스템의 안정도 평가가 필요하다. 또한 이리

한 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동이 크게 발생할 경우 마찰진동을 저감하기 위한 시스템 파라미터 선정이 필요하다. 하지만 앞서 언급한바와 같이 대부분의 선박용 추진축계의 설계 시 이러한 현상에 대해서는 설계적으로 검증하지 않으며, 이러한 마찰진동이 발생한 경우에 대해서도 정확한 원인규명 및 개선대책을 수립하지 못하고 있다.

따라서 이 연구에서는 축-베어링 간 스틱-슬립현상에 의한 비선형 마찰진동을 회전-병진 2자유도 모델을 이용하여 설명하고 가상축계에 대해 마찰진동을 최소화하기 위한 주요 인자를 식별하고자 한다. 또한 실제 스틱-슬립 비선형 마찰진동이 발생한 축에 대해 가상축계 예제를 통해 식별된 주요인자의 변경으로부터 축계 마찰진동이 감소할 수 있음을 보여줌으로써 스틱-슬립에 의한 마찰진동 발생 메카니즘을 검증하고자 한다.

## 2. 스틱-슬립 마찰진동 메카니즘

### 2.1 해수윤활베어링의 수학적 모델

일반적으로 베어링과 축간의 비선형 진동은 베어링과 축의 상대운동만을 고려한 단순 모델을 가지고 설명되고 있다<sup>(1)</sup>. 이 연구에서도 Fig. 1과 같이 해수윤활베어링과 추진축을 2자유도 모델로 가정하여 축과 베어링에 대한 운동방정식을 식 (1)과 같이 정의하였다.

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

여기서  $I$ 는 축의 질량관성모멘트,  $\theta$ 는 베어링의 각변위,  $c_t$ 는 축의 회전방향 댐핑,  $k_t$ 는 축의 회전방향

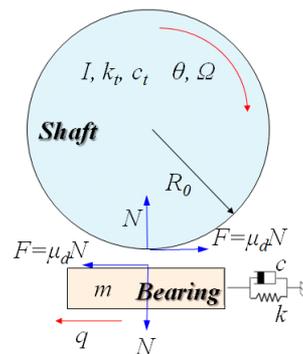


Fig. 1 Mathematical modeling of shaft and bearing

강성,  $m$ 은 베어링의 질량,  $c$ 는 베어링의 댐핑계수,  $k$ 는 베어링의 강성,  $F$ 는 마찰력,  $R_0$ 은 축반경,  $\mu_d$ 는 축-베어링간 등가 마찰계수,  $N$ 은 베어링에 작용하는 수직력이다.

일반적으로 축의 속도에 따른 베어링-축간 마찰계수의 변화는 Fig. 2와 같다.

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

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

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

따라서 식 (1) 우항의 마찰력을 마찰에 의한 감쇠계수( $c$ )와 축-베어링 간 상대속도의 향으로 표현할 수 있으며( $F = c \dot{x} = c'(\dot{q} - R_0 \dot{\theta})$ ) 좌항의 감쇠항과 동일한 형태로 표현할 수 있다. 여기서 식 (1) 우항의 축계 마찰력항의 감쇠계수( $c$ )가 좌항의 진동 시스템 감쇠계수( $c$ )보다 클 경우 전체 등가 진동 시스템의 감쇠계수를 음수로 만들 수 있으며 이 때 축계 진동은 시간에 따라 발산하게 되어 불안정한 상태가 되며 고유진동수에서의 자력진동을 유발할 수 있다. 따라서 이 절에서는 스틱-슬립 마찰진동 발생 시 축계 시스템의 응답을 파악하고 시스템이 안정된 상태가 되기 위한 조건을 검토하고자 한다.

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

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

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

여기서  $\Omega$ 는 축 회전수이다.

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

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

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

$$m\ddot{\bar{q}} + c\dot{\bar{q}} + k\bar{q} = (F - F') \quad (7)$$

여기서  $F'$ 은 진동력이 제거된 안정상태에서의 마찰력이다.

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

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

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

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

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

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

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

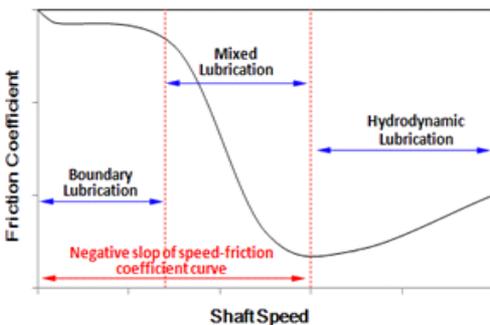


Fig. 2 Relationship between shaft speed and friction coefficient

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

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

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

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

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

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \omega_t = \sqrt{\frac{k_t}{I}} \tag{15}$$

식 (13)~(14)의 해를 “ $\bar{\theta} = X_1e^{st}$ ”, “ $\bar{q} = X_2e^{st}$ ”라 두면 식 (13)~(14)는 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

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

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

$$s^4 + C_1s^3 + C_2s^2 + C_3s + C_4 = 0 \tag{17}$$

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

$$C_2 = \omega_n^2 + \omega_t^2 + 4\zeta_t\zeta\omega_t\omega_n - 2\zeta_t\omega_t \frac{\bar{A}a}{m} - 2\zeta\omega_n \frac{R_0\bar{A}a}{I} \tag{19}$$

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

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

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

$$\begin{pmatrix} \bar{q} \\ \bar{\theta} \end{pmatrix} = \left( D_1e^{(a_1+jb_1)t} + D_2e^{(a_1-jb_1)t} \right) \bar{u}_1 + \left( D_3e^{(a_2+jb_2)t} + D_4e^{(a_2-jb_2)t} \right) \bar{u}_2 \tag{22}$$

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

여기서  $D_1, D_2, D_3, D_4$ 는 상수,  $a_i \pm jb_i$ 는  $i$ 차 고유진동수,  $\bar{u}_i$ 는  $i$ 차 고유벡터이다.

식 (22)에서 축 및 베어링의 변위 고유치의 실수부 ( $a_1, a_2$ )가 양의 값을 가질 경우 해당 고유치를 가지는 고유진동수에서 시스템 변수인 축 및 베어링 진동 변위인  $\bar{\theta}$  및  $\bar{q}$ 는 발산하게 되므로 추진 축계는 스틱-슬립 마찰진동에 의한 자력진동을 하게 되어 시스템은 매우 불안정한 상태가 된다.

따라서 시스템이 자력진동을 하지 않는 안정된 상태가 되기 위해서는 모든 해의 실수부가 음수가 되어야 하며 이를 위해서는 특성방정식의 모든 계수인  $C_1, C_2, C_3$ 가 식 (23)~(25)와 같이 양의 값을 가져야만 한다<sup>(1)</sup>.

$$C_1 > 0 : \mu_1 - \mu_0 < \frac{2(\zeta\omega_n + \zeta_t\omega_t)e^{aR_0\Omega}}{Na\left(\frac{1}{m} + \frac{R_0}{I}\right)} \tag{23}$$

$$C_2 > 0 : \mu_1 - \mu_0 < \frac{(\omega_n^2 + \omega_t^2 + 4\zeta_t\zeta\omega_t\omega_n)e^{aR_0\Omega}}{Na\left(2\zeta_t\omega_t \frac{a}{m} + 2\zeta\omega_n \frac{R_0}{I}\right)} \tag{24}$$

$$C_3 > 0 : \mu_1 - \mu_0 < \frac{(2\zeta_t\omega_t\omega_n^2 + 2\zeta\omega_n\omega_t^2)e^{aR_0\Omega}}{Na\left(\frac{\omega_t^2}{m} + \frac{\omega_n^2R_0}{I}\right)} \tag{25}$$

이와 같이 해수윤활베어링의 수학적 모델링을 통해 스틱-슬립 마찰진동에 대한 안정도 평가를 수행할 수 있으나 베어링에서의 댐핑계수 및 마찰계수를 파악하기 힘들므로 정확하게 시스템의 안정성 평가 및 스틱-슬립 마찰진동에 의한 자력진동 가능성을 예측하기 어렵다. 따라서 이 연구에서는 스틱-슬립에 대한 설계 평가보다는 스틱-슬립 현상이 발생했을 때 이를 개선하기 위한 제어인자를 도출하는 것에 초점을 두고 가상축계 예제를 통해 스틱-슬립 마찰진동에 영향을 미치는 주요인자와 이를 제어하기 위한 방법을 분석하고자 한다.

## 2.2 가상축계의 수직하중 및 댐핑 변화에 따른 안정도 변화

해수윤활베어링의 수직방향 반력, 댐핑계수 및 축-베어링 간 마찰계수에 따른 축계의 안정도 변화를 분석하기 위해 Table 1과 같이 가상 축계를 선정하였다.

이 절의 가상축계에서 베어링의 정마찰계수와 동마찰계수의 차이( $\mu_1 - \mu_0$ )는 Zhimin et al.의 시험결과를 참고하여<sup>(6)</sup> 회전수가 증가하면서 감소하다가 140 r/min 이상에서 증가하는 것으로 가정하였다. 이 조건에서 시스템의 안정도를 식 (23)~(25)를 가지고 평가해 보면 Fig. 3과 같다. Fig. 3에서 축계 시스템은 60 r/min ~ 100 r/min 구간에서 불안정영역에 있으며 이로 인해 스틱-슬립 마찰에 의한 자력진동이 크게 발생할 수 있음을 알 수 있다. 여기서 140 r/min을 초과하는 구간의 경우 마찰계수-회전수 곡선의 기울기가 (+)가 되어 스틱-슬립 운동은 발생하지 않으며 시스템은 항상 안정한 상태가 되므로 이 구간에서의 마찰계수는 별도로 도시하지 않았다.

(1) 수직 하중 변화에 따른 해수유힐베어링 진동의 안정도 변화 분석

베어링에 작용하는 수직력은 축과 프로펠러의 하중 및 편심추력과 같은 유체력에 의해 발생되며 축정렬 및 베어링의 배치 조건에 따라 달라진다. 따라서 Table 1과 같은 가상 축계 모델에 대해 베어링에 작용하는 수직력이 축정렬 및 베어링 배치 최적화 등으로 인해 “100+200(r/min/20) [N]”에서 “100+100(r/min/20) [N]”으로 작아졌다고 가정하면 Fig. 4와 같이 시스템이 안정해지는 영역은 Fig. 3에 비해 더 넓어진다. Fig. 3에서 축 회전수가 60 r/min ~ 100 r/min일 경우 베어링의 하중은 “700 N ~ 1100 N”이며 이때 축계는 불안정한 상태가 되어 스틱-슬립 마찰에 의한 자력진동이 발생하지만 이 하중이 “400 N ~ 600 N”으로 감소할 경우

축계는 Fig. 4와 같이 안정-불안전 경계선이 우측 상단으로 이동함에 따라 축계 상태는 모두 안정한 상태가 되어 스틱-슬립 마찰에 의한 자력진동은 발생하지 않을 것으로 예측되었다.

(2) 베어링 및 축의 댐핑 변화에 따른

해수유힐베어링 진동의 안정도 변화 분석

Table 1과 같은 가상 축계 모델에 대해 Fig. 5와 같이 베어링의 댐핑이 커질 경우(0.1 → 0.15) 시스템이 안정해지는 영역은 Fig. 3에 비해 더 넓어지게 된다.

Fig. 5에서 축 및 베어링의 댐핑계수가 50% 증가했을 경우(0.1 → 0.15) Fig. 3의 불안정영역(60 r/min ~ 100 r/min)은 안정-불안전 경계선이 우측 상단으로 이동함에 따라 모두 안정 영역에 있음을 알 수 있다. 따라서 베어링의 댐핑계수가 커지면 스틱-슬립 마찰에

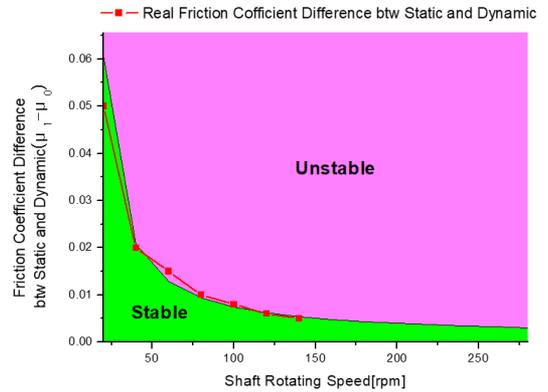


Fig. 3 Boundary of the system safety with respect to the stick-slip nonlinear friction vibration

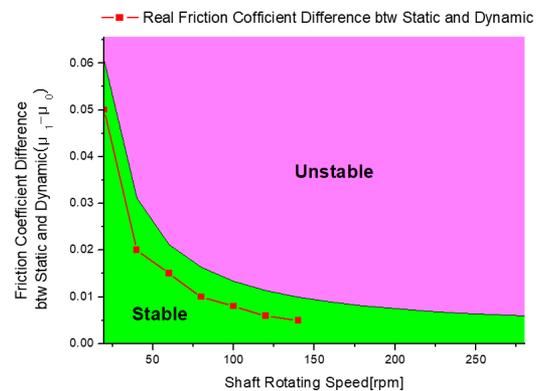


Fig. 4 Boundary of the system safety with respect to the stick-slip nonlinear friction vibration when the normal force on the bearing is reduced

Table 1 Propulsion shaft model

Items	Symbol	Value
Damping coefficient of the bearing	$\zeta_1$	0.1
Damping coefficient of the shaft	$\zeta_2$	0.1
Normal force on the bearing	$N$	=100+200 (r/min/20)
Constant	$a$	0.2
Mass of the bearing	$m_1$	100 kg
Mass moment of inertia of the shaft	$I$	100 kg·m <sup>2</sup>
Natural frequency of the bearing	$f_1$	40 Hz
Natural frequency of the shaft	$f_2$	30 Hz
Shaft revolution speed	$\Omega$	20 ~ 280 r/min
Shaft radius	$R_0$	0.35 m

의한 자력진동은 소멸할 수 있음을 알 수 있었다.

(3) 마찰계수 변화에 따른 해수유허베어링 진동의 안정도 변화 분석

Fig. 6에서 축-베어링간 마찰계수 감소로 인해 정마찰계수와 동마찰계수의 차이가 줄어들 경우 안정-불안정 경계선의 변화는 없지만 마찰계수 저감에 따라 축계는 모든 운전조건에서 스틱-슬립 마찰진동에 대해 안정 영역에 있음을 알 수 있다.

따라서 축-베어링 시스템이 불안전 영역에 있어 스틱-슬립에 의한 마찰진동이 발생한 경우 마찰계수 감소로부터 스틱-슬립 진동 문제를 해결할 수 있음을 예측할 수 있었다.

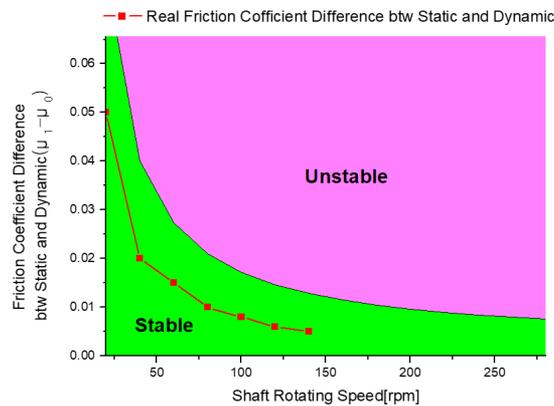


Fig. 5 Boundary of the system safety with respect to the stick-slip nonlinear friction vibration when the damping coefficient of the bearing is increased

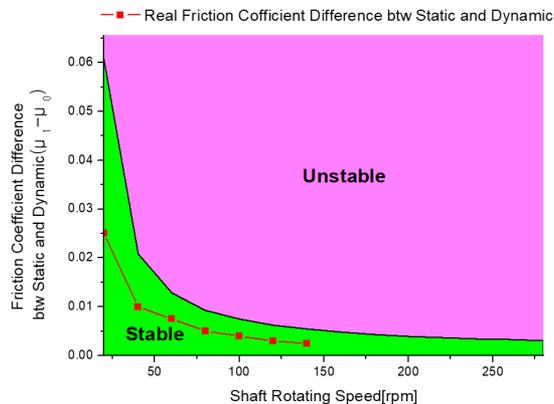


Fig. 6 Boundary of the system safety with respect to the stick-slip nonlinear friction vibration when the friction coefficient on the bearing is reduced

3. 실선에서 발생한 추진축계 스틱-슬립 비선형 마찰진동 및 개선

이 장에서는 실제 추진축계에서 발생한 스틱-슬립 마찰에 의한 자력진동 현상을 기술하고 이에 대한 개선 결과를 2장의 가상축계 시스템의 현상과 연계하여 기술하고자 한다.

3.1 실선에서 발생한 추진축계 스틱-슬립 마찰진동

이 연구에서 기술하고자 하는 추진축은 함정용 추진축으로 축을 지지하는 스텐튜브베어링은 폴리머계열의 해수유허베어링을 사용하고 있다. 이 함정의 시운전중 특정 회전수(“N-20”~“N” r/min)에서 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동으로 예측되는 현상이 관측되었다. Fig. 7(a)와 같이 “N-20” r/min에서 조용하던 추진축계에서 시간에 따라 불규칙적으로 변하는 채터링(chattering) 소음을 유발시키는 진동이 증가함을 알 수 있었다. 일반적으로 마찰에 의한 채터링 소음은 광대역 고주파 마찰진동이 회전주파수 또는 특정 주파수에 동조되어 불규칙적으로 발생하게 된다. 2장에서 기술한 바와 같이 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동은 마찰이 일어나는 동안 베어링의 고유진동수에서 가진되는 자력진동의 형태이며 이때 마찰에 의해 발생된 고주파 광대역 진동 신호는 자력진동이 발생하는 베어링의 고유진동수에 동조되어 나타나게 된다.

따라서 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동은 베어링 또는 베어링 하우징을 포함한 구조물에서 구조진동을 계측하고 고주파 광대역 마찰 진동 신호에 대해 DEMON(detection of envelope modulation on noise) 분석을 수행할 경우 DEMON 스펙트럼 상에 회전주파수나 프로펠러 블레이드 통과주파수 외에 베어링 또는 베어링 주변구조물의 고유진동수의 피크 성분이 감지되어야 한다.

이러한 이론적 배경을 바탕으로 이 연구에서 기술하는 추진축계의 소음이 스틱-슬립 비선형 마찰진동에 의한 현상인지를 확인하기 위해 해수유허베어링 하우징 주변 선체에 가속도계를 설치하고 Fig. 7(a)의 가속도 신호를 가지고 6.4 kHz +/- 3.2 kHz 주파수 통과필터를 적용하여 DEMON 분석을 수행하였다.

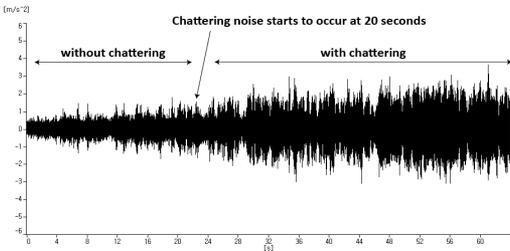
그 결과 Fig. 7(b)와 같이 채터링 소음이 발생하는

시점인 20초 후부터 추진축의 회전주파수(SR) 조화 성분 및 프로펠러의 블레이드 통과 주파수(BR)뿐만 아니라 베어링 및 베어링 주변구조물의 고유주파수로 추정되는 주파수(fn)에서 피크가 명확하게 드러남을 알 수 있었다. 앞서 언급한 바와 같이 DEMON 스펙트럼에서의 회전주파수(SR) 조화 성분 및 프로펠러 블레이드 통과주파수(BR) 성분의 출현은 일반적인 마찰진동 특성이지만 베어링 및 주변 전체의 고유진동수 성분(fn)의 출현은 스틱-슬립 현상에 의한 비선형 마찰진동의 전형적인 특성이므로 이 연구에서 다루는 추진축계의 채터링 소음의 발생원인은 스틱-슬립에 의한 마찰진동임을 확인할 수 있었다.

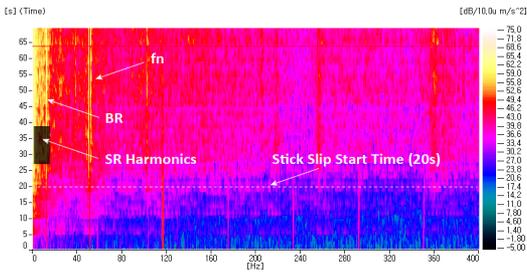
### 3.2 스틱-슬립 마찰진동의 개선

2장에서 가상추진축계의 스틱-슬립에 대한 안정도 분석결과를 바탕으로 스틱-슬립에 의한 마찰진동을 개선하기 위한 방법을 아래와 같이 정리하였다.

- (1) 베어링의 재질변경 또는 축-베어링 간 틈새치주 변경을 통한 댐핑계수 증가 및 마찰계수 감소



(a) Time signal of the hull vibration



(b) DEMON contour of the hull vibration  
 (BR: blade passing frequency of the propeller,  
 SR : shaft rotating frequency,  
 fn : natural frequency of the hull)

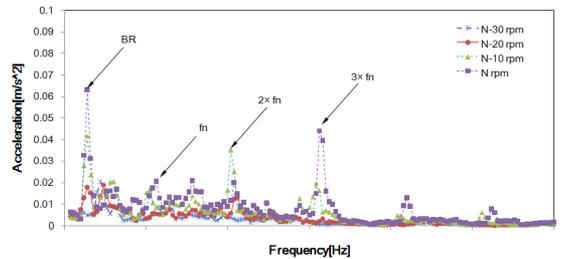
Fig. 7 Hull vibration at “N-20” r/min adjacent to the stern tube bearing

- (2) 베어링의 배치 또는 축정렬을 통한 베어링에 작용하는 수직력 감소

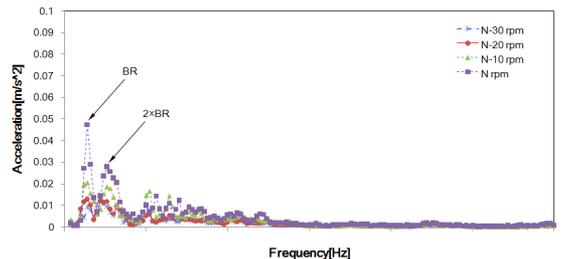
(1)항의 경우 베어링의 재질변경을 위해서는 베어링을 교체해야만 하고 베어링의 축-베어링 간 치주조정을 위해서는 베어링 내경가공을 다시 해야하기 때문에 현 상태에서 적용하기가 매우 어렵다. 따라서 (1)항보다는 (2)항에 대한 검토를 수행하였다.

(2)항의 검토로부터 최초 시운전 시 축과 엔진을 연결하는 커플링의 상태가 불량하였으므로 커플링의 교체를 수행하고 축정렬을 재수행한 결과 Figs. 8~9와 같이 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동이 사라짐을 확인할 수 있었다.

프로펠러축의 베어링과 커플링의 힘에 대한 자중방향 변위 모델을 Fig. 10과 같이 가정하면, 추진축 정렬 상태, 커플링의 강성 및 댐핑 변화에 따라 전후부 선미부 베어링에 작용하는 수직력이 달라질 수 있으며, 이로 인해 스틱-슬립이 일어나는 조건의 변화가 발생할 수 있다. 따라서 채터링 소음과 같은 이상소음 발생 조건이 2장의 사례와 유사하게 스틱-슬립 비선형 마찰진동에 의해 발생한다고 가정하면 커플링 강성, 댐핑을 포함한

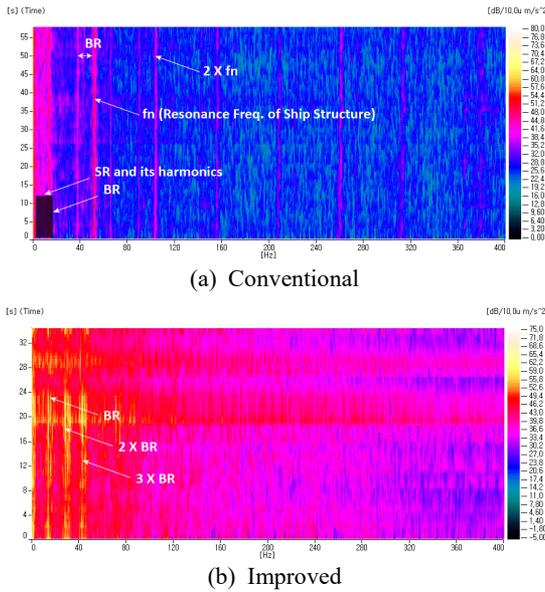


(a) Conventional

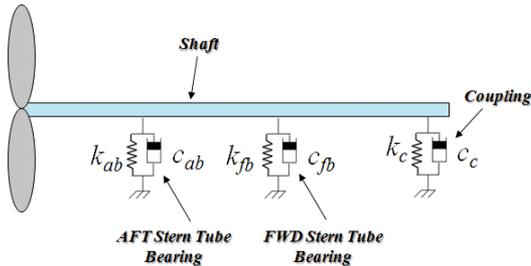


(b) Improved

Fig. 8 FFT spectra for the hull vibration adjacent to the stern tube bearing (BR: blade passing frequency of the propeller, SR: shaft rotating frequency, fn: natural frequency of the hull)



**Fig. 9** DEMON contour for the hull vibration adjacent to the stern tube bearing (BR: blade passing frequency of the propeller, SR: shaft rotating frequency, fn: natural frequency of the hull)



**Fig. 10** Schematic diagram of the model for the propulsion shaft including stern tube bearing and flexible coupling

축정렬 개선을 통해 이러한 문제를 개선할 수 있다.

#### 4. 결 론

선박에 적용되는 해수윤활베어링은 저속운전 시 회전속도에 대한 마찰계수의 변화가 음의 관계를 가지는 구간인 경계윤활 및 혼합 윤활구간에서 스틱-슬립 운동에 의한 비선형 마찰진동이 발생할 수 있으며 이 경우 이상소음 및 베어링 마모 등의 문제를 야기할 수 있다.

이 연구에서는 축-베어링 모델을 축회전과 베어링 병진운동으로 구성되는 2자유도 단순계로 가정하여 스틱-슬립에 의한 비선형 마찰진동 및 이에 대한 시스템

의 안정도를 분석하였다. 이러한 메커니즘을 바탕으로 가상축계에 대해 안정도 분석을 통하여 스틱-슬립 마찰진동에 의해 시스템이 불안정한 상태가 되었을 때의 개선 방향을 다음과 같이 수립할 수 있었다.

- (1) 베어링 표면 가공, 재질변경 등을 통한 축-베어링 간 마찰계수 감소
- (2) 베어링의 재질변경을 통한 베어링의 감쇠계수 증가
- (3) 축정렬 및 베어링 최적 배치를 통한 베어링 표면에 가해지는 수직력의 최소화

가상축계 예제를 통해 도출된 개선방법 중 축정렬 방법을 실제 스틱-슬립에 의한 마찰진동이 발생한 축에 대해 적용한 결과 특정회전수에서 발생하던 이상 채터링 소음이 모두 사라짐을 확인할 수 있었다.

#### 후 기

이 연구는 국방기술품질원 자체연구로 실시된 것으로 군사보안상 문제가 없음을 확인함.

#### References

- (1) Simpson, T. A. and Ibrahim, R. A., 1996, Nonlinear Friction-induced Vibration in Water-lubricated Bearing, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 2, No. 1, pp. 87~113.
- (2) Bhushan, B., 1980, Stick-slip Induced Noise Generation in Water-lubricant Compliant Rubber, *Journal of Lubricant Technology*, Vol. 102, No. 2, pp. 201~210.
- (3) Peng, E., Liu, Z., Zhou, X., Tian, Y. and Zhao, M., 2012, Study on Nonlinear Friction-induced Vibration in Water-lubricated Rubber Stern Tube Bearings, *The Open Mechanical Engineering Journal*, Vol. 6, pp. 140~147.
- (4) Albers, A. and Herbst, D., 1998, Chatter-causes and Solutions, *Proceedings of the 6th LuK Symposium*, pp. 23~45.
- (5) Hirani, H. and Verma, M., 2009, Tribological Study of Elastomeric Bearings for Marine Propeller Shaft System, *Tribology International*, Vol. 42, No. 2, pp. 378~390.
- (6) Zhimin, Y., Xincong, Z., Hongling, Q., Wanying, N., Hao, W., Kai, L. and Yumin, T., 2015, Study on Tribological and Vibration Performance of a New UHMWPE/

Graphite/NBR Water Lubricated Bearing Material, *Wear*, Vol. 332-333, pp. 872~878.

(7) Wang, H., Liu, Z., Zou, L. and Yang, J., 2017, Influence of Both Friction and Wear on the Vibration of Marine Water Lubricated Rubber Bearing, *Wear*, Vol. 376-377, pp. 920~930.



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



Busan, Korea.

**KyoungHyun Lee** received a B.S. and M.S. in Naval Architecture and Ocean Engineering from Seoul National University in 2008 and 2011 respectively. Mr. Lee is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and Quality,



and Quality, Busan, Korea.

**SungHo Park** received a B.S. in Mechanical Engineering from Hanyang University in 2011 and MS in Mechanical Engineering from KAIST in 2013 respectively. Mr. Park is currently a Researcher at Defense Agency for Technology



Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.

**SooHong Jeon** received a B.S. in Mechanical Engineering from Pusan National University in 2007. He then went on to receive his M.S. and Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in 2009 and 2014, respectively. Dr. Jeon is currently a Senior Researcher at Defense

# 초음파 센서의 혼 가이드에 의한 음향 수신 특성

## Acoustic Reception Characteristics Using Horn Guide of Ultrasonic Sensors

선 상 옥\* · 김 진 오†

Sang Ok Seon\* and Jin Oh Kim†

(Received July 5, 2018 ; Revised November 2, 2018 ; Accepted November 16, 2018)

**Key Words** : Ultrasound(초음파), Sensor(센서), Horn(혼), Reception(수신), Performance(성능)

### ABSTRACT

This study addresses the acoustic reception characteristics of a horn guide applied to an ultrasonic sensor for distance measurement. In order to design a horn guide to improve the acoustic directivity of ultrasonic sensors for both transmission and reception, identifying the reception performance as well as the transmission directivity of the ultrasound is necessary. The purpose of this study was to find the horn guide angle maximizing the ultrasonic reception performance by comparing it according to the angle of the cone-shaped horn guide. Acoustic finite element analysis was performed to identify the ultrasonic reception performance depending on the horn guide angle. For the horn guide with a cone shape, acoustic analysis was performed after modeling horns of various angles in the range from 0° to 40° of the wall angle of the horn. Horn guides made using a 3D printer were attached to an ultrasonic sensor to measure the received sound pressure. From the experimental results, the validity of the finite element analysis results was verified. Analysis and experiment consistently showed that the maximum reception was observed at horn angles in the range from 20° to 25°.

### 1. 서 론

초음파 센서는 이동 로봇과 드론 또는 자동차에서 장애물 탐지에 사용되고 있다<sup>(1,2)</sup>. 또한 산업 및 농업에서 초음파를 송신하고 반사되어 돌아오는 초음파를 수신하는 센서는 장애물 탐지나 수위 측정 등에 사용된다<sup>(2)</sup>.

초음파 센서에 측정거리를 증대하는 방안은 진동을 크게 하거나 음향 지향성을 좋게 하는 것이다. 지향성은 초음파를 원하는 방향으로 집중시키는 정도를 의미

한다<sup>(3)</sup>. 송신 초음파의 경우에 지향성 향상을 위해 혼 가이드 각도에 따른 음향 지향 특성을 연구한 사례가 있다<sup>(4)</sup>. Fig. 1에 보인 바와 같이 초음파 센서에서 초음파가 방사되어 장애물에 반사된 후 되돌아온다. 장애물이 초음파 센서로부터 충분히 멀리 떨어져 있으면 초음파는 평면파로 가정될 수 있다. 수신되는 초음파가 혼 가이드 벽면에 반사되어 초음파 센서의 하우징 원판을 진동시킨다. 음향지향성 향상을 위해 송·수신 겸용 초음파 센서에 적용되는 혼 가이드를 설계하려면, 송신 초음파의 지향성뿐 아니라 초음파 수신 성능도 파악할 필요가 있다.

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

\* Member, Soongsil University

# A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

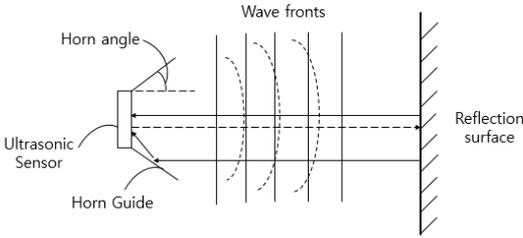


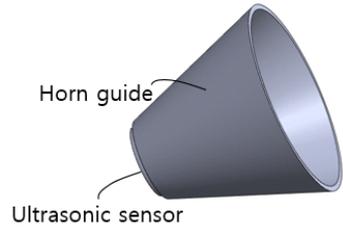
Fig. 1 Wave reception of a horn guide ultrasonic sensor

초음파 센서의 측정 거리를 증대시키고자 초음파 센서 하우징의 진동분포와 지향성의 관계를 파악한 연구가 있다<sup>5)</sup>. 혼 가이드 각도 및 길이에 따른 송신 감도를 측정하기 위해 초음파 센서에 큰 형상 혼 가이드를 결합하여 혼의 길이와 각도에 따라 방향별 상대 음압을 측정하는 연구가 있다<sup>6)</sup>. 여기서는 3가지의 혼 길이와 혼 각도에 따라서 방향별 음압을 측정하였다. 초음파 센서에 결합한 혼 가이드를 설계하여 초음파의 에너지 분산을 감소시키고자 하는 연구도 있다<sup>7)</sup>. 제시된 기존 연구들에서는 혼의 음향 송신 특성이 주로 다루어졌고, 혼의 각도에 따른 초음파 수신 특성이 파악되지 않았다. 한편 Shinji 등은 초음파 센서 하우징의 진동 크기를 증대시키기 위해 구조를 개선하는 방안을 제시하고, 물체로부터 반사된 초음파의 검출 범위를 제한하기 위해 초음파 센서에 큰 형상 혼을 부착하는 방법을 특허로서 발명하였다<sup>8)</sup>.

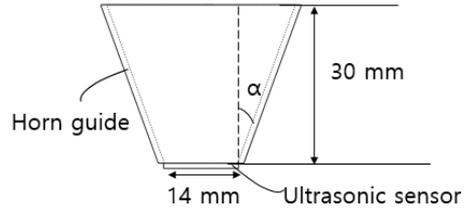
이 논문은 초음파 센서의 혼 가이드에 의한 음향 수신 특성을 다룬다. 혼 가이드의 형상은 콘, 포물선, 지수 함수, 쌍곡선, 파이프 등 여러 가지가 있다<sup>9)</sup>. 이들 중 큰 형상 혼 가이드의 지향성이 가장 좋으므로<sup>10)</sup> 이 연구는 큰 형상 혼 가이드를 대상으로 하였다. 거리측정용 초음파 센서에 결합되는 큰 형상 혼 가이드의 각도에 따른 초음파 수신 성능을 비교하여 최대 수신 성능을 갖는 혼 가이드 각도를 찾는 것을 목적으로 한다.

## 2. 음향 유한요소 해석

초음파 센서에 큰 형상 혼 가이드를 부착한 경우를 대상으로 음향 유한요소 해석을 하였다. 혼 가이드 초음파 센서의 입체도는 Fig. 2(a)에 보인 바와 같다. Fig. 2(b)에는 혼 가이드 초음파 센서의 단면도를 보였 다. 초음파 센서의 원판 지름이 14 mm이고, 혼 가이드



(a) Three dimensional view



(b) Cross sectional view

Fig. 2 Schematic diagram of a horn guide ultrasonic sensor

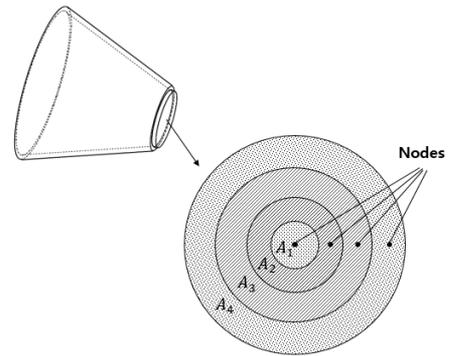


Fig. 3 Reception concept of acoustic pressure in a circular plate of an ultrasonic sensor

의 길이는 30 mm이다. 혼 가이드의 벽면 각도  $\alpha$ 는 초음파 센서 원판의 수직 방향과 벽면이 이루는 각도이다. 각도에 따라 수신 힘을 산출하고자 하였다. 혼 가이드에 의한 수신 힘  $F$ 를 산출하는 식은 다음과 같다.

$$F = \sum_{n=1}^N P_n \times A_n \tag{1}$$

여기서  $P_n$ 은 원판의  $n$ 번째 구역에 작용하는 음압의 크기이고,  $A_n$ 은 해당 구역의 면적이다. 즉, 음압과 면적의 곱의 합으로 수신 힘이 산출된다. Fig. 3에 보인 사례와 같이 원판의 반지름을 4등분하여 4개의 노드점의 음압을 추출하고 해당 면적을 곱한 후 다 합하여 수신

힘을 구할 수 있다.

혼 가이드의 음향 유한요소 모델은 Fig. 4에 보인 바와 같다. 혼 가이드 초음파 센서의 내부 음향공간을 표현한 것이다. 요소는 육면체(FLUID30) 형태로 크기는 1 mm이하이며, 개수는 약 3500개이다. 경계조건 및 가진조건을 설정하는 영역을 Fig. 5에 보였다. 경계조건은 혼의 입구에서 방사하고, 혼의 벽면에서 수직 변위가 0이다. 혼의 입구에 수직으로 입사하는 평면파가 진동수 40 kHz이고 음압 크기 1 MPa로 가한다. 40 kHz 초음파의 파장의 1/6은 약 1.4 mm이므로 이보다 작은 1 mm이하로 요소 크기를 설정한 것이다.

혼 가이드의 각도별로 혼 내부의 음압분포가 다르다. Fig. 6(a)에 보인 바와 같이, 혼의 각도  $\alpha$ 가 0°인 파이프 형태 혼에서는 수직 입사하는 평면파에 의한 혼 내부의 음압분포가 균일하다. 하지만, Fig. 6(b)에 보인 바와 같이 혼의 각도가 0°보다 크고 45°보다 작은

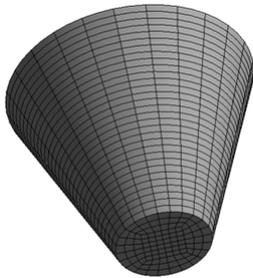


Fig. 4 A finite element model of a horn guide ultrasonic sensor

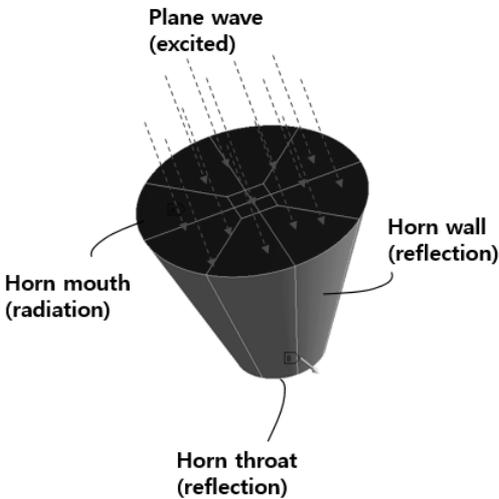


Fig. 5 Boundary and excited condition of analysis model for a horn guide ultrasonic sensor

경우에 음압분포가 균일하지 않고, 혼 가이드 목 부분에 결합되는 초음파 센서의 원판이 받는 힘을 이론적으로 예측하기 어렵다. 따라서 혼의 각도에 따른 원판의 음압분포를 음향 유한요소 해석으로 파악하고자 한다.

혼의 단면에서 본 음압 분포도를 Fig. 7에 보였다. Fig. 7(a)에서 표현된 바와 같이 혼의 각도  $\alpha$ 가 0°인 경우에 해석결과가 Fig. 6(a)에서 예상한 바와 같이 유사하게 나타났다. 즉, Fig. 8(a)에 보인 바와 같이 혼 내부의 단면에서 음압분포가 균일했다. 반면 Fig. 8(b)와 Fig. 8(c)처럼 혼의 각도  $\alpha$ 가 0°를 초과하거나 45° 이하인 경우는 음압분포가 불균일했다.

초음파 센서의 원판이 받는 힘을 산출하기 위해 혼의 가이드 초음파 센서의 원판 노드점에 대한 음압을 추출해야 한다. 혼의 각도에 따라 원판에서 수신된 초음파의 음압분포는 Fig. 8에 보인 바와 같다. 또한 반

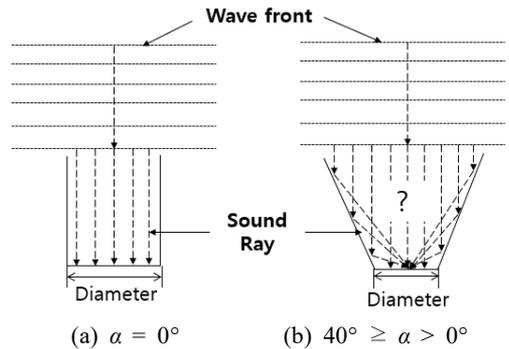


Fig. 6 Expected distribution of acoustic pressure inside horn by ultrasonic incidence

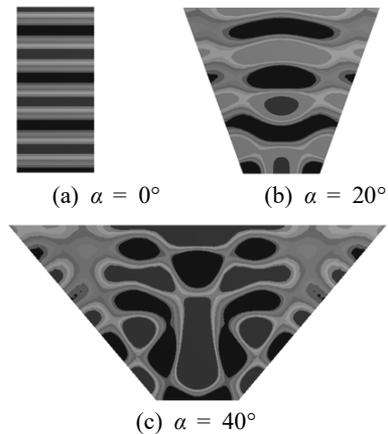


Fig. 7 Analysis result of acoustic pressure inside a horn guide

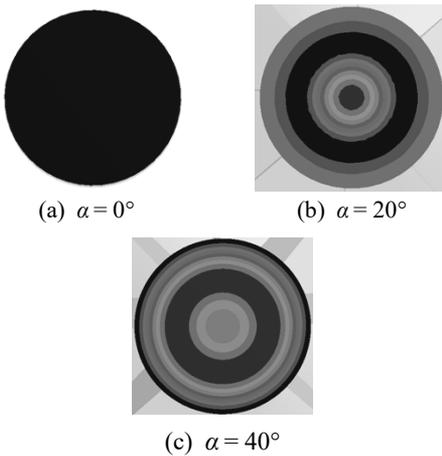


Fig. 8 Analysis result of acoustic pressure on a circular plate

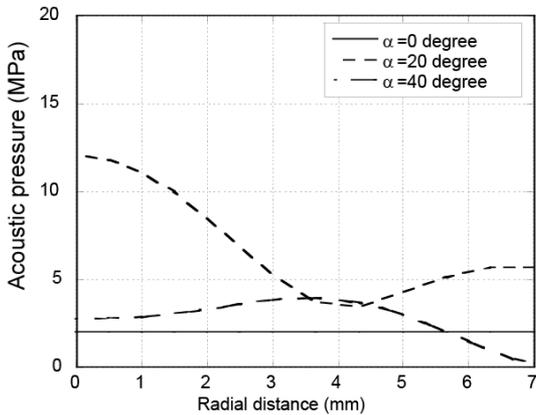


Fig. 9 Acoustic pressure distribution on the circular plate of the ultrasonic sensor for various horn guide angle

Table 1 Reception force according to horn angle

Horn angle, $\alpha$ (°)	Reception performance	
	Force (N)	Normalized force
0	307	1.00
10	520	1.69
15	661	2.15
20	825	2.69
25	922	3.00
27	945	3.08
28	949	3.09
29	949	3.09
30	946	3.08
35	746	2.43
40	367	1.20

지름 위치에 따른 음압의 크기를 그래프로 표현하여 비교하면 Fig. 9와 같다. 3개의 혼의 각도 중 20°에서 원판 중심에서 음압이 가장 크다.

음압에 해당 면적을 곱해 초음파 센서가 받는 힘을 산출한 값을 Table 1에 기재하였다. 혼의 각도 20° ~ 30° 구간에서 최대 수신이 나타났다. 유한요소 해석결과를 3절에서 실험결과와 비교하여 검증한다.

### 3. 실험

앞절에서 유한요소 해석으로 구한 수신 음향 특성을 검증하기 위해 실험을 하였다. 수신 음압을 측정하는 실험장치 구성도를 Fig. 10에 보였다. 사용된 계측기는 신호발생기와 증폭기 및 오실로스코프이다. 초음파 센서를 송신과 수신으로 구분하여 사용하였다. 신호발생기에서 40 kHz 정현파 30 cycle의 신호를 생성하여 송신용 초음파 센서에 입력하고 가진한다. 송신용과 수신용 초음파 센서의 거리는 200 mm이다. 수신용 초음파 센서는 혼 가이드와 결합되어 송신용 초음파 센서에서 방사되는 초음파를 수신한다. 수신된 초음파의 음압을 오실로스코프로 측정하였다.

실험에 사용된 초음파 센서는 아이에스테크놀로지(주)에서 시제품으로 제작한 것이다. 초음파 센서에 결합되는 혼 가이드를 3D프린터를 사용하여 제작하였다. 사용한 3D프린터는 Ultimaker 社의 Ultimaker 2로서, FDM(fused deposition modeling) 방식이며 가열되는 노즐을 통해 플라스틱을 녹여 사출하는 방법으로서 FFF(fused filament fabrication) 방식으로도 불린다. 혼 가이드의 기능은 공기 중에서 전파하는 초음파를 반사시키는 것이어서 음향 임피던스가 공기과 차이가 큰 재질이면 무방하므로 플라스틱 재질로 제작하였다. 녹인 플라스틱이 적층되는 높이(layer height)는 0.2 mm이다. 혼 가이드의 각도는 0°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30°, 40°이며 총 7종이다. 각도별로 제

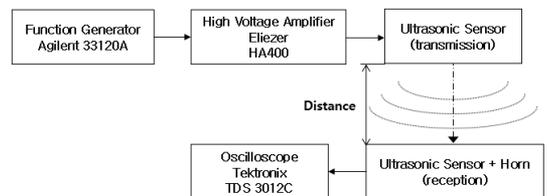
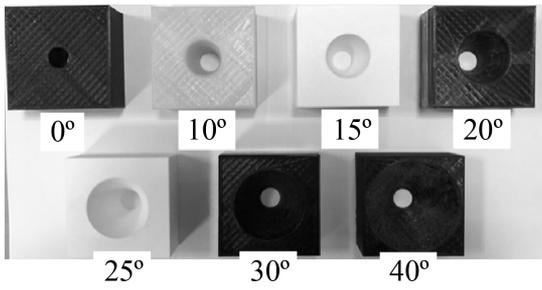
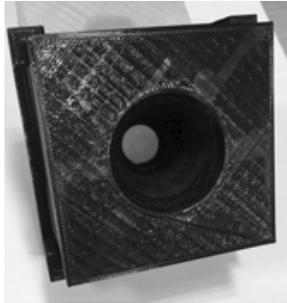


Fig. 10 Experimental device configuration



(a) Horn guide made with 3D printer



(b) Combined ultrasonic sensor and horn guide

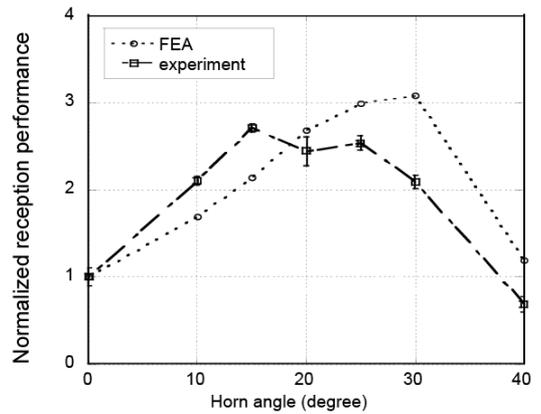
**Fig. 11** Prototype of horn guides

**Table 2** Measured angles of horn guide prototypes

Designed horn angle, $\alpha$ (°)	Measured horn angle (°)	
	Angle	Error
0	0.01	+0.01
10	9.43	-0.57
15	14.84	-0.16
20	19.93	-0.07
25	25.02	+0.02
30	30.28	+0.28
40	40.24	+0.24

**Table 3** Comparison of reception performance according to horn angle

Horn angle, $\alpha$ (°)	Normalized reception performance	
	FEA	Experiment
0	1.00	1.00
10	1.69	2.11
15	2.15	2.71
20	2.69	2.44
25	3.00	2.54
30	3.08	2.09
40	1.20	0.69



**Fig. 12** Comparison of reception performances obtained by FEA and experiment

작된 혼 가이드의 실물을 Fig. 11(a)에 보였다. 이들의 치수를 측정해서 각도 오차를 파악하여 Table 2에 기재하였다. 혼 가이드와 초음파 센서가 결합된 모습은 Fig. 11(b)에 보인 바와 같다.

초음파 센서에 혼 가이드를 바꾸어가며 수신된 음압을 측정한 결과를 Table 3에 기재하였다. 혼의 각도 0°인 경우 값을 기준으로 정규화한 데이터이다. 실험에서는 혼의 각도 15°~25° 구간에서 최대 수신이 나타났다. 유한요소 결과와 비교한 정규화 그래프는 Fig. 12에 보인 바와 같으며 서로 유사한 경향을 보인다. 실험 및 유한요소 해석 결과에서 나타난 큰 형상 혼 가이드의 최대 수신 각도는 20°~25°이다.

#### 4. 결 론

거리측정용 초음파 센서에 혼 가이드를 결합한 경우 최대 수신을 보이는 혼의 각도를 찾기 위해, 음향 유한요소 해석과 초음파 수신 실험을 하였다. 유한요소 해석에서는 혼의 각도에 따라 초음파 센서 원판에서 수신되는 힘을 산출하였다. 음향 실험에서는 각도별 혼 가이드를 3D프린터로 제작하고 초음파 센서에 결합하여 수신 음압을 측정하였다. 실험결과를 유한요소 해석결과와 비교하였다.

해석결과에서는 혼 각도 20°~30°, 실험결과에서는 15°~25° 구간의 수신 성능이 최대로 나타났다. 혼 각도 20°~25°가 공통 구간이다. 이를 토대로 이동 로봇 및 드론 등의 혼 가이드 초음파 센서나 자동차 범퍼에 활용되는 초음파 센서를 설계할 수 있다.

## References

- (1) Kim, J. O., 2000, Sensors and Actuators Using Ultrasound, *Journal of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 10, No. 5, pp. 723~728.
- (2) Alonso, L., Milanés, V., Torre-Ferrero, C., Godoy, J., Oria, J. P. and Pedro, T., 2011, Ultrasonic Sensors in Urban Traffic Driving-aid Systems, *Sensors*, Vol. 11, No. 1, pp. 661~673.
- (3) Kinsler, L. E., 1999, *Fundamentals of Acoustics*, 4th edition, Wiley, pp. 184~193.
- (4) Baek, I. J., Kim, J. O., Chea, M. K. and Yoo, G. S., 2018, Acoustic Directional Characteristics of an Ultrasonic Sensor According to Horn Guide Angle, *Proceedings of the KSNVE Spring Conference*, p. 170.
- (5) Seon, S. O., Kim, J. O., Chea, M. K. and Yoo, G. S., 2017, 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.
- (6) Lee, J. R., 1997, *Ultrasound and Its Usage*, Sehwa, pp. 114~117.
- (7) Ju, X., Gu, L. and Dong, X., 2014, Application and Research of Ultrasonic Horn in Ultrasonic Ranging System, *Sensors & Transducers*, Vol. 170, No. 5, pp. 60~66.
- (8) Shinji, A. and Junshi, O., 2001, Ultrasonic Sensor, United State Patent No. 6,250,162B1.
- (9) Kolbrek, B., 2008, *Horn Theory: An Introduction*, Part 1, *AudioXpress* (2008 March), pp. 3~5.

- (10) Lim, S. G., Baek, I. J., Kim, J. O., Chae, M. K. and Yoo, G. S., 2018, Acoustic Directivity of an Ultrasonic Sensor Depending on Horn Guide Geometry, *Proceedings of the KSNVE Spring Conference*, p. 265.



**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 worked on ultrasonic sensors and wave propagation. He is now working as a junior research engineer 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.

# 표면 근전도를 이용한 손동작 인식

## Hand Gesture Recognition Using Surface Electromyogram

육도경\* · 손정우†  
Do Gyeong Yuk\* and Jung Woo Sohn†

(Received July 6, 2018 ; Revised September 14, 2018 ; Accepted September 14, 2018)

**Key Words** : Surface Electromyogram(표면 근전도), Hand Gesture Classification(손동작 분류), Pattern Recognition (패턴 인식), Machine Learning(기계 학습법), *k*-nearest Neighbor(*k*-근접 이웃)

### ABSTRACT

In the present study, the performance of hand gesture recognition using surface electromyogram (EMG) was evaluated experimentally. To obtain the surface EMG data of a human, a wearable arm-band-type commercial measurement device including an eight-channel EMG sensor array was used. The mean absolute value was extracted from the measured EMG data for use as the feature value to be applied to the pattern recognition algorithm. A *k*-nearest neighbors (kNN) machine-learning algorithm was applied to recognize the hand gesture patterns. The accuracy of the classification was confirmed according to the *k* value and the type of distance function applied to the algorithm. To evaluate the performance of the applied classification algorithm, EMG signals of five subjects were measured, and their gesture classification was performed. It was demonstrated that the surface EMG can be successfully used for hand gesture recognition with the classification algorithm.

### 1. 서론

사람과 기계(또는 로봇)의 인터페이스(human-machine(or robot) interface, HMI or HRI) 방식은 버튼을 누르거나, 화면을 터치하거나, 조이스틱을 조종하는 등 손을 이용한 방식이 가장 많이 활용되고 있다. 그러나 최근 가상 현실, 증강 현실, 원격 제어 등의 기술이 발달함에 따라 보다 직관적인 인터페이스 기술에 대한 요구가 증가하고 있으며, 이에 따라 동작 인식을 이용한 인터페이스에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 사람의 동작을 인식하는 방법에는 가속도 센

서를 이용한 동작 인식 기술, 카메라를 이용한 비전 정보 기반의 동작 인식 기술, 마커를 이용한 동작 인식 기술, 착용형 장치를 이용한 동작 인식 기술 등이 있다. 가속도 센서를 이용한 동작 인식 기술의 대표적인 예는 닌텐도 사의 Wii로 리모컨 속에 가속도 센서를 내장하여 사용자의 동작을 인식하고 이를 게임에 표현할 수 있도록 하였다<sup>(1)</sup>. 그러나 가속도 신호가 노이즈에 민감하고, 3축 가속도 정보만으로 동작을 인식하는 것은 한계가 있다. Microsoft사의 KINECT는 깊이 정보를 추출할 수 있는 카메라를 이용하여 사용자의 동작을 인식하고 게임 인터페이스에 활용할 수 있도록 한 것으로 카메라를 이용한 동작 인식 기술의 대표적인 예

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Design Engineering, Kumoh National Institute of Technology  
E-mail : jwsohn@kumoh.ac.kr

\* Member, Graduate Student, Department of Mechanical Design Engineering, Kumoh National Institute of Technology

# 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

이다<sup>2)</sup>. 카메라를 이용하는 방법은 카메라가 있는 장소에서만 활용이 가능하고, 카메라 각도 안에서만 동작 인식이 이루어지는 단점이 있다. 마커를 이용한 동작 인식 기술은 신체 부위에 마커를 부착하고 카메라를 이용하여 이를 추적하는 방법이다<sup>3)</sup>. 마커를 이용한 기술은 제한된 공간에서만 적용될 수 있는 단점이 있고, 사용자가 마커를 부착해야 하고, 마커의 수가 많아지면 구분이 어려워지는 한계가 있다. 착용형 장치를 이용한 기술은 대부분 관성측정장치(inertia measurement unit, IMU)를 이용한 것으로 3축 가속도 센서, 3축 자이로 센서, 3축 지자기 센서가 포함되어 있다. Xsens MVN과 Virtunix Omni는 IMU를 이용한 대표적인 착용형 센서이다<sup>4,5)</sup>. 이러한 착용형 센서는 많은 수의 IMU를 활용하므로, 측정하는 데이터 양이 많고, 특수 제작된 슈트나 로봇을 착용해야 하는 단점이 있다.

최근에는 사용자의 신체에서 발생하는 생체 신호 중 근전도 신호를 이용하여 동작을 인식하고자 하는 연구가 다양하게 진행되고 있다. 근전도는 골격근의 운동에 대하여 발생하는 근육의 활동전위에 대한 기록으로 의학적으로는 신경 및 근질환의 보조진단에 사용되고 있다. 최근 이러한 근전도를 동작 인식 등 공학적으로 활용하고자 하는 연구가 다양하게 진행되고 있다. Francesco 등은 손가락의 동작과 근전도 신호의 관계를 분석하였고<sup>6)</sup>, Englehart 등은 wavelet 분석을 이용하여 근전도 신호로부터 연속적인 동작을 인식하는 연구를 수행하였다<sup>7)</sup>. Chu 등은 근전도 신호로부터 선형 및 비선형 특징을 추출하여 동작 인식을 수행하였다<sup>8)</sup>. Hong 등은 발목 관절의 근전도 신호와 보행 운동의 관계를 확인하고 재활 로봇에 활용하고자 하는 연구를 수행하였다<sup>9)</sup>. Geng 등은 표면 근전도 신호의 이미지를 이용하여 동작을 인식하고자 하는 새로운 방법을 제시하였다<sup>10)</sup>. Kim 등은 근전도 신호를 이용한 손동작 인식 기법을 이용하여 한국 수화를 인식하고자 하는 연구를 수행하였다<sup>11)</sup>. 그러나, 실시간 동작 인식을 통한 사람과 기계의 인터페이스로 활용하기에는 측정 장치의 단순화 등 부족한 부분이 많이 있다.

따라서, 이 연구에서는 사용자의 손동작에 따른 근전도 신호를 측정하고, 측정된 신호에 대한 패턴 인식을 통하여 실시간으로 손동작을 분류하는 시스템에 대한 성능 평가를 수행한다. 사용자의 피부에서 근전도 신호를 측정할 수 있는 장치를 이용하여 6가지 손동작에 따른 근전도 신호를 측정하고, 측정된 신호에

대하여 특징을 추출한다. 추출된 특징들을 기계 학습법의 하나인  $k$ -근접 이웃 알고리즘을 통하여 학습을 수행하고 분류 정확도를 확인한다.  $k$ -근접 이웃 알고리즘에서  $k$  값과 적용하는 거리 함수에 따른 분류 정확도를 확인한다. 5명의 피실험자의 근전도 신호를 측정하여 제안된 분류 알고리즘의 성능을 평가한다.

## 2. 근전도 측정

이 연구에서는 사용자의 표면 근전도 측정을 위해 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 팔에 착용하여 사용하는 암밴드 형태의 상용 장치를 사용하였다<sup>12)</sup>. 사용된 근전도 측정 장치는 8채널의 근전도 센서가 장착되어 있으며, 측정된 데이터는 블루투스 무선 통신을 통해 실시간으로 컴퓨터로 전송되어 저장된다. 사용된 장치에는 3축 가속도, 3축 각속도, 3축 지자기 정보를 측정하는 관성 센서가 포함되어 있으나, 이 연구에서는 근전도 신호만을 사용하여 손동작을 인식하도록 하였다. 근전도 신호의 샘플링 주파수는 200 Hz로 설정되어 있으며, 측정된 신호는 전원에 의한 노이즈를 제거하기 위해 60 Hz 노치 필터를 통과한 후에 저장된다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 근전도 측정 장치를 왼팔



Fig. 1 MYO, EMG measurement device



Fig. 2 Photograph of worn EMG measurement device

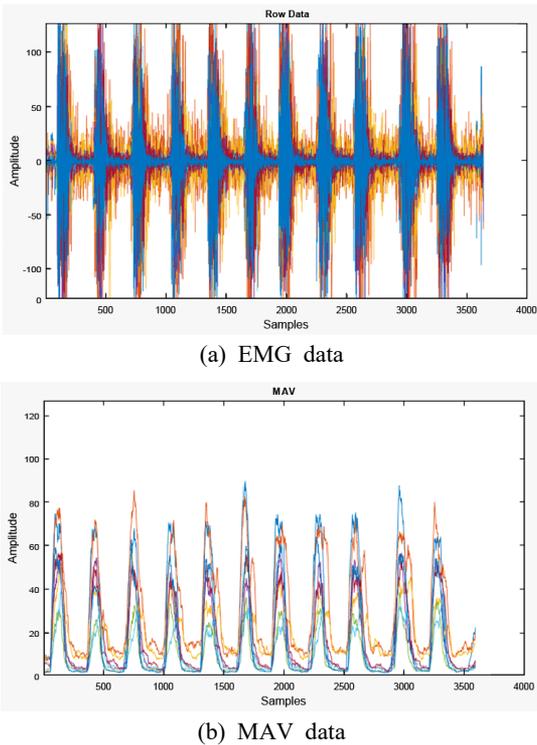


Fig. 3 Measured EMG data in real time measurement

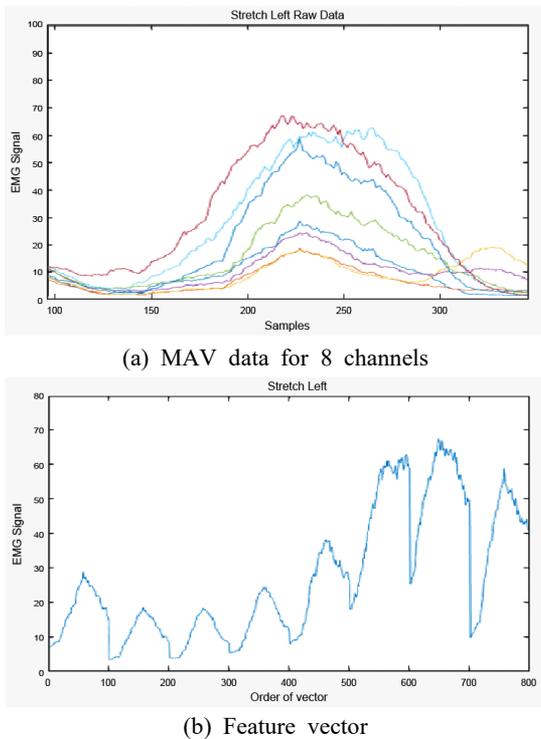


Fig. 4 Feature vector of measured EMG data

팔꿈치 아래쪽에 착용하였다. 근전도 측정 장치가 착용된 부위는 손목을 굽히는 근육인 요측수근굴근(flexor carpi radialis), 척측수근굴근(flexor carpi ulnaris), 장장근(palmaris longus)과 손목을 펴는 근육인 장요측수근신근(extensor carpi radialis longus), 단요측수근신근(extensor carpi radialis brevis), 척측수근신근(extensor carpi ulnaris) 등이 위치한 곳이다.

이 연구에서는 근전도를 측정하고 저장하기 위하여 MATLAB을 이용하였으며, 근전도 측정 장치 MYO와 MATLAB의 인터페이스를 위하여 오픈 소스 코드를 다운받고 수정하여 사용하였다<sup>(13)</sup>. 실제 근전도 신호는 mV 단위로 측정이 되어 전기적 잡음 등에 민감하므로 증폭하여 사용하여야 한다. MYO는 근전도 신호의 미가공 원 데이터를 제공하지 않고 “activation”이라는 단위로 표현되는 -128에서 128 사이의 정수값을 제공하는데, 이는 측정된 신호를 증폭한 결과이다. MYO를 이용하여 실시간으로 측정된 근전도 신호를 Fig. 3(a)에 나타내었다. 이 연구에서는 Fig. 3(b)와 같이 사용자의 손동작에 따라 측정된 값의 평균절대값(mean, absolute value, MAV)을 특징값으로 실시간 출력하도록 하였다. 평균절대값은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$MAV = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^{i+L} x(i) \tag{1}$$

여기서  $x(i)$ 는 측정된 데이터이고,  $L$ 은 윈도우의 크기로, 샘플링 주파수가 200 Hz이고, 0.5초 동안 윈도우(windowing)하므로  $L=100$ 으로 계산하였다. 의도하지 않은 손의 움직임 또는 미세한 움직임에도 근전도가 측정되므로, 25를 임계값으로 정하여 측정된 값의 평균절대값이 25가 넘는 경우에 0.5초 동안 데이터를 저장하도록 하였다. Fig. 4(a)에 손바닥을 펴서 왼쪽으로 펴는 동작에 대하여 측정된 8채널 근전도 데이터의 평균절대값을 나타내었다. 각 동작에 대하여 다른 크기의 근전도 신호가 각 채널에서 측정되는 것을 확인할 수 있다. 이러한 데이터는  $100 \times 8$  크기의 행렬로 저장된다. Fig. 4(a)의 근전도 신호를 채널 1번부터 채널 8번까지의 순서로 연결하여 하나의 특성 벡터로 정의하였으며, 이를 Fig. 4(b)에 나타내었다. 이러한 과정을 통하여 각 동작에 대하여  $800 \times 1$  크기의 벡터 형태로 데이터가 저장된다.

이 연구에서 인식한 6가지 손동작을 Fig. 5에 나타

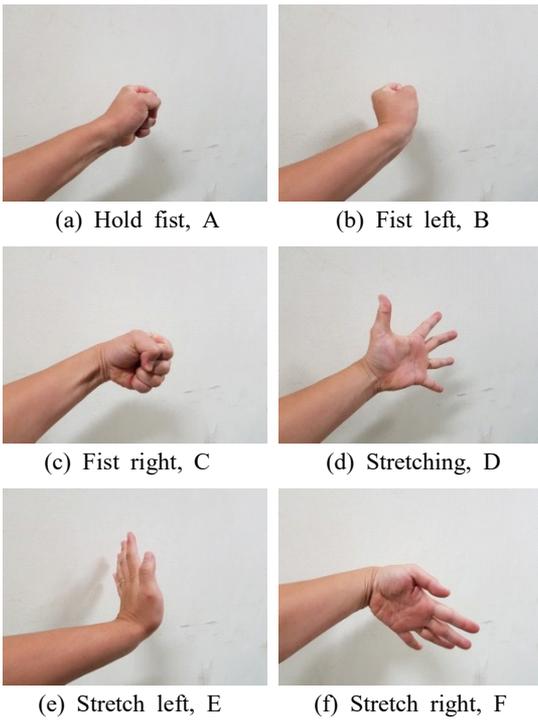


Fig. 5 Hand gestures

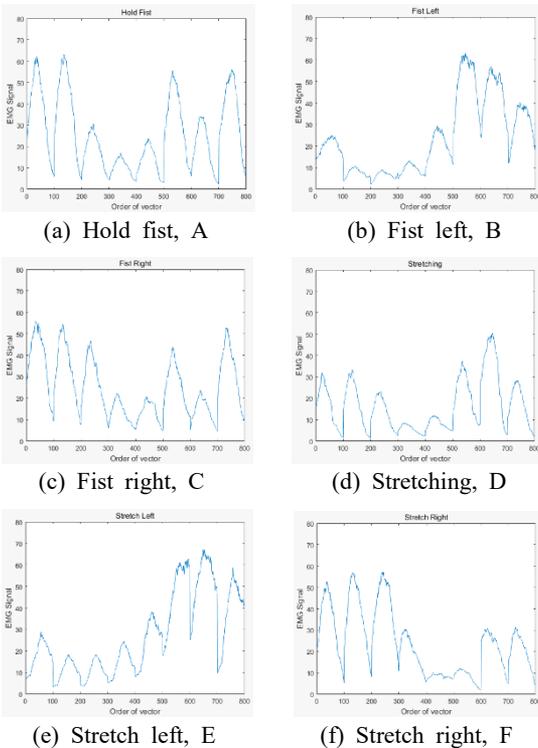


Fig. 6 Extracted features

내었다. 주먹을 쥐는 동작, 주먹권 상태에서 왼쪽과 오른쪽으로 굽히는 동작, 손바닥을 펴는 동작, 손바닥을 편 상태에서 왼쪽과 오른쪽으로 굽히는 동작 등 6가지 동작이다. Fig. 5의 각 동작에 대해서 측정된 근전도 신호를 이용하여 추출한 6개의 특성 벡터는 Fig. 6에 나타내었다. 동작에 따라 사용하는 근육이 다르므로, 각 동작에 따라 8개의 근전도 센서에서 측정되는 신호가 각각 다르게 된다. 따라서 동작에 따라 명확하게 다른 특성 벡터가 획득된 것을 확인할 수 있으며, 이 특성 벡터를 이용하여 손동작을 인식하고, 분류 알고리즘을 통하여 어떤 동작이 수행되었는지 판별하게 된다.

### 3. 동작 인식 실험

이 연구에서 근전도 신호의 패턴 분류를 위해  $k$ -근접 이웃( $k$ -nearest neighbor,  $k$ -NN) 분류 알고리즘을 이용하였다.  $k$ -근접 이웃 분류알고리즘의 기본 개념을 Fig. 7에 나타내었다. 가운데 원형 데이터가 자신의 클래스(class)를 확인하기 위해서 주위의 다른 데이터들의 클래스를 이용하는데, 주변에 가장 많이 존재하는 데이터의 클래스로 자신의 클래스를 결정하게 된다. 이 때 주변에서 몇 개의 데이터를 검토하는가에 따라 결과가 달라지게 되는데, Fig. 7에서는 3개의 데이터를 고려할 경우 원형 데이터는 자신의 클래스를 사각형으로 결정하게 되고, 5개의 데이터를 고려할 경우 자신의 클래스를 삼각형으로 결정하게 된다.  $k$ 의 값에 따라 분류 클래스가 달라지거나 정확도가 변하게 되고, 과다적합(overfitting) 또는 과소적합(underfitting)이 발생할 수 있으므로,  $k$ 에 따른 분류 정확도를 확인하여야 한다. 또한, 적용하는 거리 함수에 따라 분류 정확도가 달라지게 되는데, 이 연구에서는 유클리드(eulidean), 코사인(cosine), 체비쇼프(chebyshev)의 세

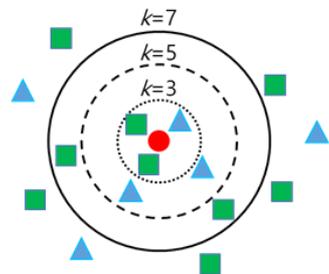


Fig. 7 Concept of  $k$ -NN classification algorithm

**Table 1** Experimental participants

Participant	Gender	Age
A	Male	24
B	Male	23
C	Female	20
D	Male	27
E	Male	24

가지 거리 함수를 고려하였고, 거리 함수에 따른 분류 정확도를 확인하였다. 세 가지 거리 함수는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$d_{Euc}(x,y) = \|x - y\|_2 = \sqrt{(x - y)^T(x - y)} \quad (2)$$

$$d_{Cos}(x,y) = 1 - \frac{x \cdot y}{\|x\| \|y\|} \quad (3)$$

$$d_{Ch}(x,y) = \max(x - y) \quad (4)$$

실험에는 5명의 실험자가 참가하였고, 실험자들의 정보를 Table 1에 나타내었다. 실험자들은 각자 동일한 위치에 근전도 측정 장치를 착용하고, 동일한 동작을 64회씩 반복하면서 근전도를 측정하고, 각 동작에 대하여 64개씩, 6개의 동작에 대하여 전체 384개의 근전도 데이터를 확보하였다. 이 연구에서는 MATLAB의 classification learner app을 이용하여 학습을 수행하였다<sup>(14)</sup>. 실험자 A의 전체 384개의 측정 데이터를 이용하고,  $k$ 값을 1, 3, 5, 7, 9로 변경하면서, 세 가지 거리 함수에 대한 분류 정확도를 Table 2에 나타내었다.  $k$ 값이 5이고 체비쇼프 거리 함수를 사용한 경우를 제외하고는 모두 100%의 분류 정확도를 갖는 것을 확인하였다.

실험자 A의 근전도 신호를 이용한 학습 결과를 바탕으로 손동작에 대한 분류 성능을 평가하였다. 동일한 동작에 대해 실험자 A의 근전도 신호를 다시 측정하여 각 동작에 대하여 64개씩, 6개의 동작에 대하여 전체 384개의 데이터를 추가로 확보하였다. 실험자 A의 동작 인식 결과를 Table 3에 나타내었다.  $k$ 값이 1이고, 유클리디언 거리 함수를 사용할 경우 최대 95.8%의 분류 정확도를 갖는 것을 확인할 수 있으며, 동일한 거리 함수의 경우  $k$ 값이 커짐에 따라 분류 정확도가 감소하였다. 동일한  $k$ 값에 대해서는 유클리디언 거리 함수를 사용할 경우 분류 정확도가 가장 높은 것을 확인할 수 있다. 학습 결과에 비해서는 분류 정확도가 다소 감소하지만, 유클리디언 거리 함수를 사용할 경우 90% 이상의 분류 정확도를 갖는 것을 확인할 수 있다.

**Table 2** Classification learning results with  $k$ -NN classifier

$k$	Distance function	Accuracy (%)
1	Euclidean	100
	Cosine	100
	Chebyshev	100
3	Euclidean	100
	Cosine	100
	Chebyshev	100
5	Euclidean	100
	Cosine	100
	Chebyshev	99.7
7	Euclidean	100
	Cosine	100
	Chebyshev	100
9	Euclidean	100
	Cosine	100
	Chebyshev	100

**Table 3** Classification test results with  $k$ -NN classifier, learning data: A, test data: additional A

$k$	Distance function	Accuracy (%)
1	Euclidean	<b>95.8</b>
	Cosine	92.7
	Chebyshev	80.5
3	Euclidean	94.3
	Cosine	89.6
	Chebyshev	76.0
5	Euclidean	92.7
	Cosine	88.8
	Chebyshev	72.4
7	Euclidean	92.4
	Cosine	87.5
	Chebyshev	71.1
9	Euclidean	91.7
	Cosine	86.2
	Chebyshev	72.1

학습 데이터와 평가 데이터의 실험자가 다른 경우에 대한 동작 인식 평가를 수행하였다. 실험자 A의 근전도 신호를 이용한 학습을 바탕으로 실험자 B, C, D의 근전도 신호를 이용한 평가 결과를 Table 4에 나타내었다. 학습 데이터와 평가 데이터의 실험자가 다른 경우 최대 69.5%, 최소 24.7%의 분류 정확도를 가지며, 학습 데이터와 평가 데이터의 실험자가 동일한 Table 3의 결과와 비교해서 분류 정확도가 급격히 감소되는 것을 확인할 수 있다. 학습 데이터 수를 증가시킬 경우 분류 평가 결과가 향상되는지 확인하기 위하여, 실험

**Table 4** Classification test results with  $k$ -NN classifier, learning data: A, test data: B, C, D

$k$	Distance function	Accuracy (%)		
		B	C	D
1	Euclidean	<b>69.5</b>	52.1	52.9
	Cosine	68.5	41.1	51.0
	Chebyshev	64.3	26.0	53.6
3	Euclidean	68.2	<b>53.1</b>	51.8
	Cosine	69.3	40.1	47.9
	Chebyshev	67.2	27.1	52.9
5	Euclidean	68.2	<b>53.1</b>	51.6
	Cosine	68.2	42.2	45.8
	Chebyshev	66.7	27.1	<b>53.1</b>
7	Euclidean	68.8	52.9	50.8
	Cosine	67.7	42.4	47.1
	Chebyshev	65.6	26.6	51.8
9	Euclidean	68.2	<b>53.1</b>	50.8
	Cosine	67.2	44.5	44.8
	Chebyshev	65.1	24.7	51.8

**Table 5** Classification test results with  $k$ -NN classifier, learning data: A, C, D, E, test data: B

$k$	Distance function	Accuracy (%)
1	Euclidean	<b>67.7</b>
	Cosine	64.6
	Chebyshev	62.2
3	Euclidean	64.8
	Cosine	62.5
	Chebyshev	62.8
5	Euclidean	65.6
	Cosine	62.2
	Chebyshev	65.1
7	Euclidean	64.6
	Cosine	61.7
	Chebyshev	66.8
9	Euclidean	64.1
	Cosine	62.0
	Chebyshev	65.6

자 A, C, D, E의 근전도 신호를 학습 데이터로 사용하고, 실험자 B의 근전도 신호를 평가 데이터로 이용한 경우의 분류 정확도를 Table 5에 나타내었다. 실험자 A, C, D, E의 근전도 신호를 이용한 학습 과정에서는 최대 99.1%, 최소 97.3%의 분류 정확도를 가지는 것을 확인하였다. 그러나, Table 5에 나타난 바와 같이 평가에서는 최대 67.7%의 분류 정확도를 가지는 것을 확인하였다. 실험자 A의 근전도 신호만 학습 데이터로

**Table 6** Classification test results with  $k$ -NN classifier, learning data: A, C, D, E, B/2, test data: B/2

$k$	Distance function	Accuracy (%)
1	Euclidean	97.4
	Cosine	<b>97.9</b>
	Chebyshev	92.2
3	Euclidean	96.3
	Cosine	96.9
	Chebyshev	90.1
5	Euclidean	96.3
	Cosine	96.4
	Chebyshev	86.5
7	Euclidean	95.8
	Cosine	95.3
	Chebyshev	88.0
9	Euclidean	95.3
	Cosine	95.3
	Chebyshev	86.5

사용하고, 실험자 B의 근전도 신호를 평가 데이터로 사용한 Table 4의 결과에서 최대 69.5%의 분류 정확도를 갖는 것과 비교하여 분류 정확도는 크게 변하지 않았으며, 학습 데이터와 평가 데이터의 실험자가 다를 경우, 학습 데이터를 증가시키는 것만으로는 분류 정확도의 향상이 얻어지지 않는 것을 확인할 수 있다. 평가자의 데이터가 일부라도 학습 데이터에 포함되어 있는 경우에 대하여 분류 정확도가 향상되는지 확인하기 위하여 다른 평가를 수행하였다. 실험자 A, C, D, E의 근전도 데이터 1536개(384 × 4)와 실험자 B의 근전도 데이터 중 절반인 192개를 학습데이터로 사용하고, 실험자 B의 나머지 절반 데이터를 평가로 사용한 경우의 결과를 Table 6에 나타내었다. 유클리디언 또는 코사인 거리 함수를 사용한 경우 95% 이상의 높은 분류 정확도를 갖는 것을 확인할 수 있다. Table 6의 결과로부터 학습 데이터를 일부 제공한 경우에는 테스트에서 분류 정확도가 높은 것을 확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 사용자의 표면 근전도 신호를 측정하고, 기계 학습법 기반의 패턴 인식 알고리즘을 적용하여, 손동작을 분류하는 방법에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 착용 가능한 암밴드 형태의 8채널 근전도 신호 측정 장치를 이용하여 사용자의 손동작에 따른 근

전도 신호를 측정하였다. 측정된 근전도 신호로부터 절대평균값을 특징으로 추출하여 패턴 인식을 수행하였다. 근전도 신호에 따른 손동작 분류를 위해서 기계 학습법의 하나인  $k$ -근접 이웃 알고리즘을 적용하였으며,  $k$ 값과, 거리 함수에 따른 분류 정확도를 확인하였다. 동일한 실험자의 근전도 신호를 이용하여 학습하고, 평가한 경우에는 최대 95.8%의 높은 분류 정확도를 가지나, 학습과 평가 데이터의 실험자가 다른 경우에는 최대 69.5%로 분류 정확도가 감소하는 것을 확인하였다.

이 연구의 한계점 중 하나는 상용 측정 장치를 활용하여 측정 샘플링 주파수를 변경할 수 없고, 다소 많은 8개의 근전도 센서를 이용한 것으로 파악된다. 다음 단계 연구에서는 근전도 센서의 수를 줄이고, 암밴드 형태의 측정 장치를 직접 개발할 예정이다. 또한, 사용자가 측정 장치를 착용하는 위치가 다른 경우, 특성 벡터 형태가 달라지게 되므로, 분류 정확도가 낮아질 것으로 예상된다. 센서 위치에 대해 강건한 알고리즘에 대한 검토가 필요하다. 동일한 사람의 동일한 동작에 대해서도 다른 크기의 근전도 신호가 측정될 수 있으므로, 이를 보완하기 위하여 표준화 과정을 적용을 검토할 예정이다.

이 연구를 통해 근전도 신호만을 이용하여 다양한 손동작을 인식할 수 있음을 확인하였으며, 다음 단계에서는 실제 슬레이브 로봇의 동작 제어를 통해 제안된 시스템의 우수성을 확인할 예정이다. 인공 신경망 등 다른 알고리즘을 적용한 연구도 수행될 것이며 이러한 연구는 게임 인터페이스, 로봇 의수 등에도 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

이 논문은 2017년도 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(NRF-2017R1C1B2012207).

## References

(1) <http://www.nintendo.co.kr/Wii/wii/thebody.php>  
 (2) <http://support.xbox.com/ko-KR/browse/xbox-360/accessories/Kinect>  
 (3) Guerra-filho, G. B., 2005, Optical Motion Capture: Theory and Implementation, Journal of Theoretical and Applied Informatics (RITA), Vol. 12, No. 2, pp. 61~89.

(4) <http://www.xsens.com>  
 (5) <http://www.virtuix.com>  
 (6) Francesco, V. G. T., Ramos, A., Fahmy, A., Acharya, S., Etienne-cummings, R. and Thakor, N. V., 2009, Decoding of Individuated Finger Movements Using Surface Electromyography, IEEE Transactions on Biomedical Engineering, Vol. 56, No. 5, pp. 1427~1434.  
 (7) Englehart, K., Hudgin, B. and Parker, P. A., 2001, A Wavelet-based Continuous Classification Scheme for Multifunction Myoelectric Control, IEEE Transactions on Biomedical Engineering, Vol. 48, No. 3, pp. 302~311.  
 (8) Chu, J.-U., Moon, I. and Mun, M.-S., 2006, A Real-time EMG Pattern Recognition System Based on Linear-nonlinear Feature Projection for a Multifunction Myoelectric Hand, IEEE Transactions on Biomedical Engineering, Vol. 53, No. 11, pp. 2232~2239.  
 (9) Hong, J. H., Chun, H. Y., Jeon, J. H., Jung, S. I., Kim, J. O. and Park, K. H., 2011, Experimental Study on Walking Motion by Ankle Electromyograms, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 10, pp. 934~939.  
 (10) Geng, W., Du, Y., Jin, W., Wei, W., Hu, Y. and Li, J., 2016, Gesture Recognition by Instantaneous Surface EMG Images, Scientific Reports, Vol. 6, p. 36571. doi: 10.1038/srep36571.  
 (11) Kim, J. S., Jang W. and Bien, Z., 1996, A Dynamic Gesture Recognition System for the Korean Sign Language, IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics-Part B: Cybernetics, Vol. 26, No. 2, pp. 354~359.  
 (12) <http://www.myo.com>  
 (13) <http://github.com/Lif3line/Myo-MATLAB-Interface-EMG-GYRO-ACCEL/find/master>  
 (14) <http://kr.mathworks.com/products/statistics/classification-learner.html>



**Jung Woo Sohn** received his Ph.D. degree in the Department of Mechanical Engineering from Inha University in 2008. He is now working as an assistant professor in the Department of Mechanical Design Engineering of Kumoh National Institute of Technology. He has interest on the design and control of smart structures and systems.

# 입력 성형기와 가속도 피드백을 이용한 단진자 진동 제어

## Vibration Control of Pendulum Using Input Shaping and Acceleration Feedback Controller

신지환\* · 이동한\* ·곽문규†

Ji-Hwan Shin\*, Dong-Han Lee\* and Moon K. Kwak†

(Received July 16, 2018 ; Revised November 16, 2018 ; Accepted November 16, 2018)

**Key Words** : Pendulum Swing(단진자 스윙), Input Shaping(입력 성형기), Acceleration Feedback(가속도 피드백), Vibration Experiment(진동 실험)

### ABSTRACT

In this study, we developed a method to suppress the residual vibration from a pendulum when the trolley moves to a certain position. In general, an input shaping technique is applied to reduce the vibration of the pendulum after the trolley moves. The zero vibration input shaping technique can be used to effectively suppress the residual vibration of the pendulum after operation. However, because the input shaping technique is an open-loop control, it is difficult to suppress the vibration caused by disturbances. To solve this problem, a control method consisting of the input shaping technique and acceleration feedback control was developed to suppress the residual vibration under disturbance conditions. A testbed was designed to validate the proposed method. Dynamic models of testbed were derived, and a numerical simulation was performed. The stability of the acceleration feedback controller was mathematically proven. It was proved both theoretically and experimentally that the proposed method can suppress the residual vibration of the pendulum effectively.

### 1. 서론

부드거나 산업 현장에서 크레인을 이용하여 짐 또는 컨테이너를 옮길 때 진동이 발생할 수 있다. 물건이 계속 흔들릴 경우 안정적인 화물 운송이 어려울 뿐만 아니라 심할 경우 다른 구조물과 충돌하는 사고가 발생할 수 있다. 화물 운송 시 발생하는 진동을 최대한 줄이기 위해 매우 천천히 물건을 이동시키는 방법을 쓰곤 하는데, 이럴 경우 작업 시간이 길어져서 작

업 효율이 떨어지는 문제가 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 크레인을 통해 짐을 빠르게 이동시키면서, 동시에 이동시 발생하는 진동의 억제 연구가 오래전부터 수행되어왔다.

Smith<sup>(1,2)</sup>는 zero vibration input shaper(ZVIS)에 대한 개념에 대해 최초로 소개하였다. Singer and Seering<sup>(3)</sup>은 ZVIS의 강건성의 향상을 위해 zero vibration derivative(ZVD)와 zero vibration derivative derivative(ZVDD) input shaper를 개발하였다. Input shaper 기법을 바탕으로 실제 구현에 관한 연구들이

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Mechanical, Robotics and Energy Engineering, Dongguk University  
E-mail : kwakm@dgu.edu

\* Dept. of Mechanical Engineering, Dongguk University

# A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

진행되었다. Hyde and Seering<sup>(4)</sup>은 기존의 ZVD나 ZVDD기법을 기반으로 구조물의 다중 모드 진동 저감을 위한 입력 성형 방법을 개발하였다. Murphy and Watanabe<sup>(5)</sup>는 기존에 개발된 입력 성형 기법을 기반으로 실제 디지털 성형 필터(digital shaping filter)를 구현하여 입력 성형 기법의 성능을 검증한 바 있다. Tzes and Yurkovich<sup>(6)</sup>는 유연 구조물의 진동을 억제하기 위해 frequency domain identification scheme을 적용한 능동 입력 성형 기법을 개발하였다. Kwak et al.<sup>(7)</sup>은 회전 유연보 작동시 발생하는 진동을 억제하기 위해 bang-bang 제어기와 입력 성형기를 결합한 제어 방법을 제안하였다.

기존의 입력 성형 방법 중 ZVDD나 zero vibration and triple derivative(ZVDDD) 기법은 ZV나 ZVD에 비해 둔감도(insensitivity)가 개선되었으나, 작동 시간이 길어진다는 문제점이 있다. 이를 개선하기 위해 ZVD와 동일한 작동 시간을 가지며, 더 나은 둔감도를 가지는 extra-insensitive(EI) 입력 성형기<sup>(8,9)</sup>가 개발되었다. 이외에도 입력 성형 방법의 성능 개선을 위해 specified-insensitivity(SI) 입력 성형 방법<sup>(10)</sup>과 modified input shaping(MIS) 기법<sup>(11)</sup> 등이 개발되었다.

다중 모드를 가지는 유연 구조물의 운행 중 발생하는 다중 모드 진동을 억제하기 위한 연구<sup>(5,6)</sup>들이 수행되었는데, 부드러운 입력(smooth command)을 적용하여 고차 모드가 가진되지 않도록 하는 입력 성형 방법을 개발하였다<sup>(12,13)</sup>.

입력 성형 방법에 대한 많은 연구가 진행됨에 따라 다양한 기법들이 개발되었고, 각각의 기법들에 대해 효율과 둔감도를 기반으로 하는 성능 분석 방법이 제시되었다<sup>(14)</sup>.

입력 성형 기법은 기본적으로 개루프(open-loop) 제어 방식인데, 외란이 작용하는 환경하에서는 성능이 저하되는 문제가 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 입력 성형 기법과 피드백 제어를 결합한 방식이 제안되었다<sup>(15)</sup>. Zuo et al.<sup>(16)</sup>은 개루프 제어 기반의 입력 성형 방법의 한계점을 극복하기 위해 linear quadratic regulation(LQR) 방법을 결합한 형태의 제어 방법을 제안하였다. Kapila et al.<sup>(17)</sup>은 full-state feedback 제어 방법과 입력 성형 기법을 결합하여 유연 구조물의 진동 문제를 해결하였다. 이외에 크레인에 바람과 같은 외란이 가해져서 발생하는 진동을 억제하는 연구도 수행되었다<sup>(18)</sup>.

현재까지 구조물 작동 후 발생하는 잔여 진동을 억제하기 위해 입력 성형 방법을 포함하여 다양한 제어 기법이 개발되었다. 하지만, 이러한 방법들의 경우 실제 구현하기에는 복잡하다는 문제가 있다. 이에 따라 이 연구에서는 복잡도가 높지 않고, 강건성이 검증된 ZVIS 방법과 가속도 피드백 제어 방법을 결합한 제어 알고리즘을 제안하였다. 이를 위해 이 연구에서는 단진자가 설치된 대차를 구동할 수 있는 실험장치를 제작하고 타당한 동적 모델을 구축하였다. 그리고 제안한 제어 알고리즘의 효용성을 확인하기 위하여 동적 모델을 활용한 수치 계산을 수행하였고, 제안한 방법의 실제 시스템에서의 성능을 확인하기 위해 진동 제어 실험을 수행하였다. 실험을 통해 외란이 가해지는 경우에도 제안한 알고리즘을 통해 효과적으로 진동을 억제할 수 있음을 확인하였다.

## 2. 실험 장치 구성

이 연구에서는 단진자가 달려 있고, 좌우로 이동 가능한 대차로 구성된 실험장치를 Fig. 1과 같이 제작하였다.

실험을 위해 구성한 장비들의 구성도는 Fig. 2에 나타내었다. 대차를 구동하기 위해 엔코더가 부착된 DC 모터(D&J WITH, IG-32PGM+Encoder 02TYPE, 1/5 Gear ratio)를 사용하였다. 그리고 모터를 회전시켜서 대차를 좌우로 이동시키기 위해 DC 모터를 레일 끝에 부착한 다음 모터 축에 풀리를 연결하였다. 그리고 벨트를 대차에 부착하여 DC 모터로 좌우로 움직일 수 있는 시스템을 구성하였다. 벨트와 풀리의 피치는 3 mm이다. 대차를 좌우로 이동시키기 위해 W rail (Icus, Drylin, W-10-40-1000)를 사용하였다. DC 모터 구동을 위해 모터 드라이버(sabertooth, dual 12A motor driver)를 사용하였다. 대차를 변위 제어하기 위해서 DC 모터에 부착된 엔코더 값을 피드백 받아서 제어를 수행하였다. 모터의 변위 제어를 위해서 PID 제어를 적용하였다. 대차에는 단진자 각도를 측정하기 위해 엔코더(autonics, E30S-1000-3-2MJ)를 설치하였다. 또한 단진자의 각속도를 측정하기 위해 가속도센서(PCB, 393B31)를 단진자 끝에 매달았다. 또한 플레이트를 부착하여 바람의 영향을 받을 수 있도록 하였다.

대차를 구동시키기 위해서 이 연구에서는 Simulink 소프트웨어를 이용하여 프로그램을 구현하였다. 대차

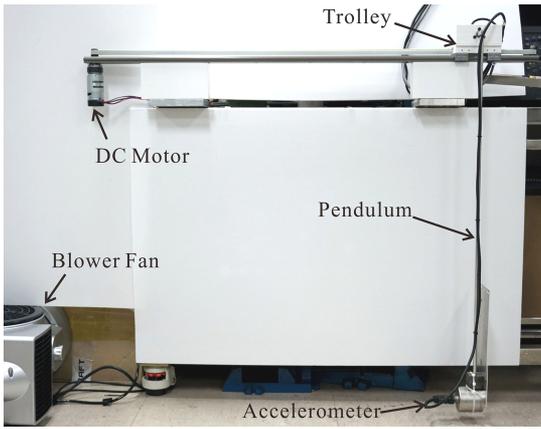


Fig. 1 Experimental setting of the testbed

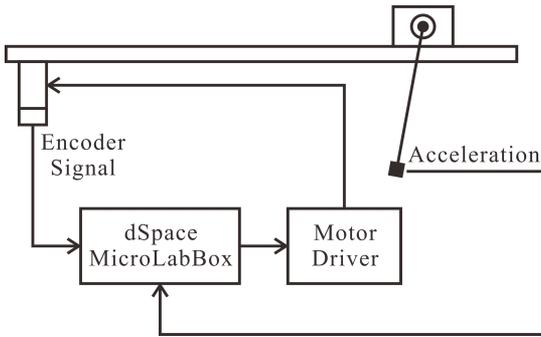


Fig. 2 Schematic diagram for the experiment

를 이동시키기 위해 변위 명령을 입력하면, 대차를 구동하는 모터에 부착된 엔코더의 신호와 비교한다. 비교하여 계산된 에러 값을 이용하여 PD 제어를 통해서 모터 위치 제어를 위한 제어 신호를 생성하도록 하였다. 그리고 단진자의 각도와 각가속도를 계측하기 위해 엔코더 신호 및 가속도계 신호를 추가로 입력받았다.

### 3. 이론 모델 유도

이 연구에서는 앞 절에서 설명한 실험장치를 기준으로 구조물의 동적 모델링을 수행하였다. Fig. 3은 대차와 단진자를 대상으로 한 구성도를 나타낸다.

여기서  $l$ 는 대차의 중심에서 단진자 끝의 질량 중심까지의 거리를 나타내며,  $m_b$ 는 봉의 무게를 나타낸다. 그리고,  $\theta$ 는 단진자의 각도를 나타내며,  $u$ 는 대차의 변위를 나타낸다.  $M$ 은 단진자 끝의 무게를 나타낸다.

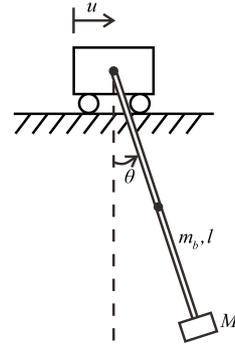


Fig. 3 Schematic diagram for theoretical model

운동 에너지와 위치 에너지는 각각 다음과 같다.

$$T = \left( \frac{1}{6} m_b l^2 + \frac{1}{2} M l^2 \right) \dot{\theta}^2 + \left( \frac{1}{2} m_b l \dot{u}^2 + l M \dot{u} \right) \dot{\theta} + \left( \frac{1}{2} m_b + \frac{1}{2} M \right) \dot{u}^2 \tag{1}$$

$$V = m_b g \frac{l}{2} (1 - \cos \theta) + M g l (1 - \cos \theta) \tag{2}$$

$\theta$ 가 1보다 충분히 작다고 가정했을 때, 라그랑주 방정식을 통해 운동방정식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$M_t \ddot{\theta} + C_t \dot{\theta} + K_t \theta = -U_t \ddot{u} \tag{3}$$

$$M_t = \frac{1}{3} m_b l^2 + M l^2 \tag{4a}$$

$$U_t = \frac{1}{2} m_b l + M l \tag{4b}$$

식 (3)의 양변을  $M_t$ 로 나누면 다음과 같다.

$$\ddot{\theta} + 2\zeta \omega_n \dot{\theta} + \omega_n^2 \theta = -g \ddot{u} \tag{5}$$

여기서,  $g = U_t / M_t$ 이며,  $\zeta$ 와  $\omega_n$ 는 각각 단진자의 감쇠비와 고유진동수를 나타낸다.

이 연구에서 유도한 동적 모델링의 타당성 검증을 위해 수치 계산과 실험을 수행하였다. 대차가 Fig. 4와 같이 움직였을 경우에 단진자의 각도를 동적 모델을 이용하여 계산하였으며, 실험을 통해 실제 각도를 계측하고 서로 비교하였다. 대차가 목표 지점에 도달한 시간은 2.1초이다.

이론 결과와 실험결과에서의 단진자의 각도를 서로 비교하여 Fig. 5에 나타내었으며, 유도한 동적 모델링의 타당성을 입증하였다. 수치 계산을 위해 Table 1의 매개변수들을 사용하였다. 감쇠비는 실험을 통해 측정된 값이다.

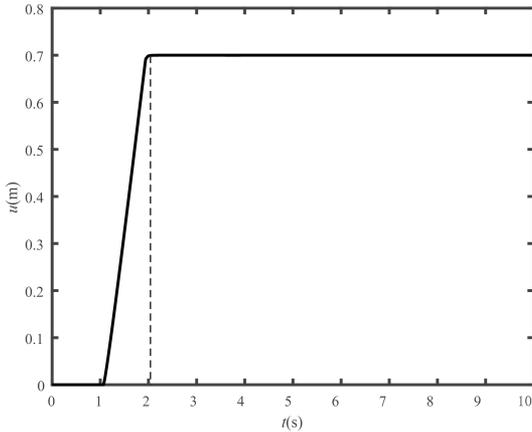


Fig. 4 Displacement of the trolley (ramp input)

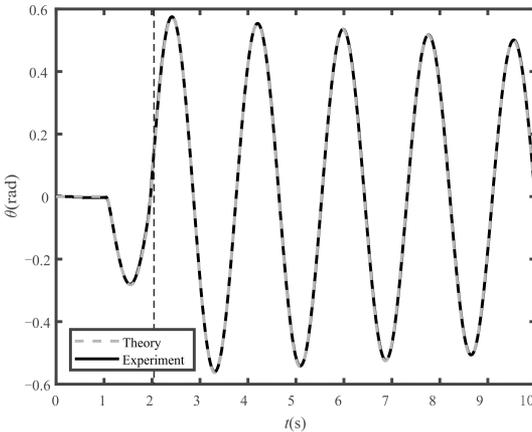


Fig. 5 Angular displacement of the pendulum for ramp input (theory vs. experiment)

Table 1 Parameters of the experimental system

Parameters	Numerical values
Mass of the tip weight ( $M$ )	0.9424 kg
Length of the rod ( $l$ )	0.82 m
Mass of the rod ( $m_b$ )	0.1082 kg
Damping ratio of pendulum	0.0054
Natural frequency of pendulum( $\omega_n$ )	0.56 Hz

#### 4. Zero Vibration Input Shaper

이 연구에서는 대차가 이동한 후 발생하는 잔여 진동을 줄이기 위해 zero vibration input shaper(ZVIS)를 고려하였으며, 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} A_i \\ t_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{1+K} & \frac{K}{1+K} \\ 0 & \frac{T_d}{2} \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$IS(t) = \sum_i A_i \delta(t_i) \tag{7}$$

여기서,  $\delta(t)$ 는 dirac delta 함수이며,  $K = e^{-\zeta\pi/\sqrt{1-\zeta^2}}$ ,  $T_d = 2\pi/\omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$  이다.

위에서 구한 ZVIS 함수와 대차를 이동시키기 위한 기존의 입력 신호를 convolution integral해서 나온 입력 성형된 신호를 적용할 경우 단진자의 잔여진동을 억제할 수 있다.

#### 5. 잔여 진동 제어를 위한 제어기 설계

입력 성형 방법만을 적용할 경우 구조물에 바람이나 구조 진동 등에 의한 외란이 가해질 때 발생하는 잔여 진동에는 취약하다. 이에 따라 이 연구에서는 외란이 가해지는 상황에서 발생하는 단진자의 잔여 진동을 줄이기 위해 가속도 피드백 제어기 acceleration-input position-output(AIPO)를 다음과 같이 제안하였다.

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_n\dot{u} + \omega_n^2 u = -g_c\ddot{\theta} \tag{8}$$

여기서,  $\zeta_c$ 는 제어기의 감쇠비이며,  $g_c$ 는 제어 이득 값을 나타낸다. AIPO 제어기는 단진자의 가속도 응답을 피드백 받아 잔여 진동을 억제하도록 만드는 대차의 변위를 생성한다.

제어기를 나타내는 식 (8)을 실제로 구현하기 위해 다음과 같이 전달 함수로 나타낼 수 있다.

$$U(s) = \frac{-g_c s^2}{s^2 + 2\zeta_c \omega_n s + \omega_n^2} \Theta(s) \tag{9}$$

식 (9)는 가속도를 피드백 받아서 구조물의 진동을 제어하기 위해 개발된 negative acceleration feedback

(NAF) 제어기<sup>(19)</sup>와 동일한 형태를 가진다.

이 연구에서 제안한 제어기의 안정성 평가를 수행하였다. 대차-단진자 장치의 동적 모델 식 (5)를 라플라스 변환하여 다시 나타내면 다음과 같다.

$$(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)\theta(s) + gs^2 U(s) = 0 \tag{10}$$

식 (10)을 식 (9)에 대입하면 다음과 같다.

$$(1 - g^2)s^4 + 2(\zeta + \zeta_c)\omega_n s^3 + (2 + 4\zeta\zeta_c)\omega_n^2 s^2 + 2(\zeta + \zeta_c)\omega_n^3 s + \omega_n^4 = 0 \tag{11}$$

Routh-Hurwitz criteria를 적용하여 구해진 제어기의 안정 조건은 다음과 같다.

$$g_c^2 < 1 \tag{12}$$

### 6. 실험

이 연구에서는 제안한 진동 제어 알고리즘의 효율성을 확인하기 위해 실험장치를 이용하여 실험을 수행하였다. ZVIS를 통해 구해진 입력 성형된 신호는 Fig. 6의 점선과 같은데, 이러한 명령을 모터에 줄 경우 모터 성능의 한계로 인해 그래프의 실선처럼 이동하게 된다.

Fig. 4와 같이 단순 램프 입력을 통해 대차를 0.7 m 지점까지 최대 속도로 이동시킬 경우 Fig. 5처럼 단진자의 잔여 진동이 매우 크게 발생한다. 하지만, ZVIS

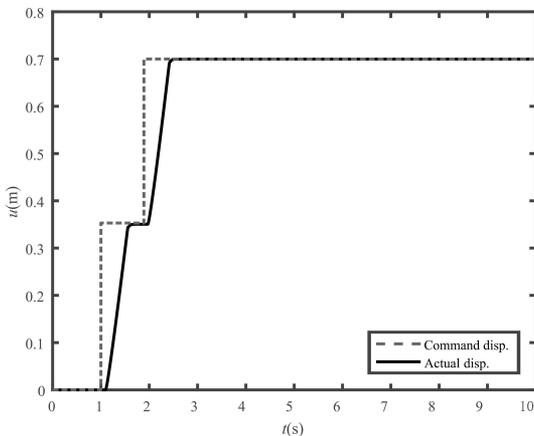


Fig. 6 Command displacement calculated by ZVIS and actual displacement of the trolley

기법을 적용할 경우 Fig. 7처럼 잔여 진동이 현저하게 감소하는 것을 확인할 수 있다.

ZVIS 방법을 적용하면 대차 이동 시 발생하는 단진자의 잔여 진동을 매우 효과적으로 억제할 수 있다. 하지만, 입력 성형 방법의 경우 개루프 제어 방법이다 보니 외란이 시스템에 가해질 경우에 발생하는 진동을 억제하는 것이 불가능하다. 이 연구에서는 이러한 외란 조건하에서 진자 운동하는 구조물의 진동을 억제하기 위해 가속도를 피드백 받는 제어기 AIPO를 적용하여 실험을 통해 그 효과를 입증하였다.

가속도 피드백 제어기를 추가한 제어기를 구현하기 위해 Simulink 소프트웨어로 Fig. 9와 같은 블록 다이어그램을 제작하였다. 가속도 피드백 제어기를

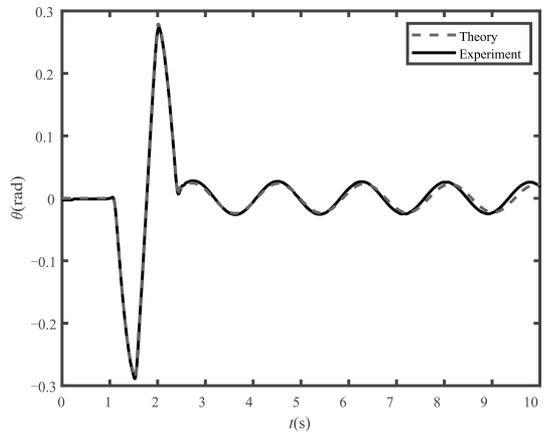


Fig. 7 Angular displacement of the pendulum by ZVIS command (theory vs. experiment)

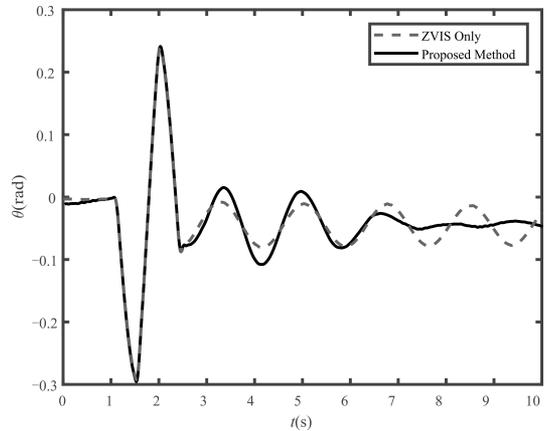


Fig. 8 Angular displacement with or without AIPO feedback control subject to wind disturbance

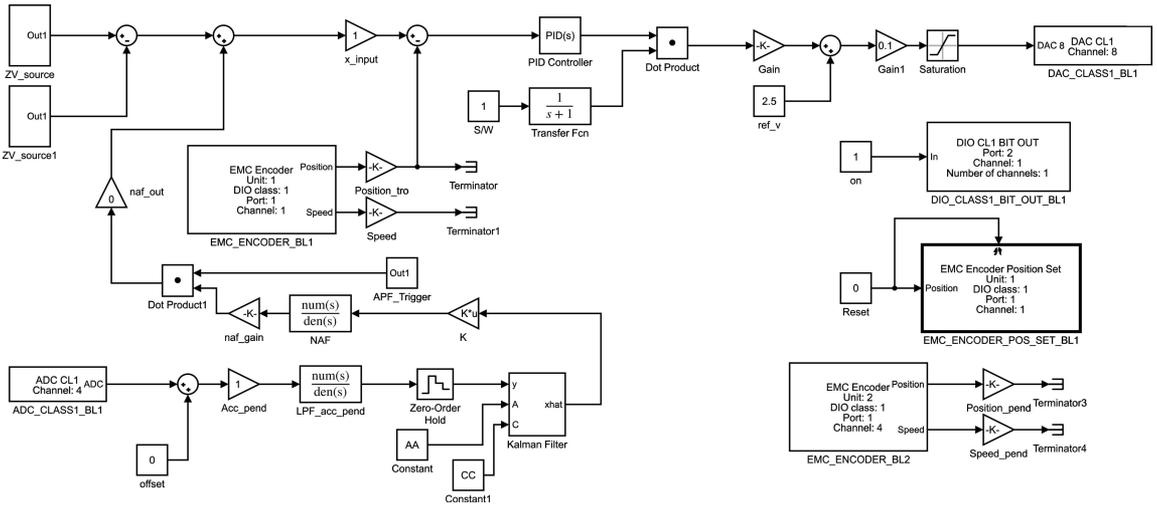


Fig. 9 Simulink block diagram for input shaping and acceleration feedback control

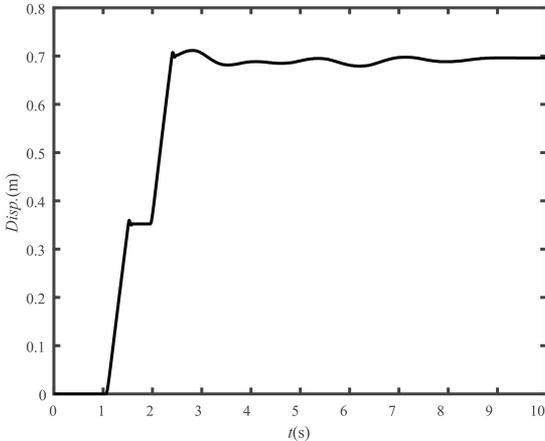


Fig. 10 Trolley displacement by AIPO feedback control subject to wind disturbance

이 나오는 값을 휴리스틱 방법을 통해 산출하였다. 블로워 핸드로 단진자에 바람을 가하여 시스템에 불안정성을 주었다. 외란 조건하에서 단진자 진동 제어를 위한 대차의 변위는 Fig. 10과 같다. 목표 지점까지 이동 후 잔여 진동을 억제하기 위해 추가적으로 이동한 것을 확인할 수 있다. 이 연구에서 개발한 제어기를 적용한 경우 단진자의 시간에 따른 각도는 Fig. 8과 같다. 피드백 제어를 할 경우 약 두 주기 안에 진동이 억제되는 것을 확인할 수 있다. ZVIS만 적용하였을 경우 잔여 진동이 크게 발생함을 확인할 수 있다. 하지만, ZVIS와 가속도 피드백 제어기를 함께 적용하면 잔여 진동이 매우 효과적으로 억제된다.

7. 결론

이 연구에서는 외란 조건하에서 대차가 이동할 때 발생하는 단진자의 진동을 억제하기 위한 제어 방법을 개발하였다. 이를 위해 DC 모터로 구동되는 폴리벨트 메커니즘을 통해 대차를 운행하고, 단진자의 각도를 엔코더를 통해 측정할 수 있는 실험장치를 제작하였다. 제작된 실험장치를 대상으로 이론 모델을 유도하였으며, 수치 계산과 실험결과를 통해 유도한 이론 모델이 타당함을 입증하였다. 그리고 대차가 이동한 후 발생하는 단진자의 잔여 진동을 억제하기 위해 가속도 피드백 제어기를 개발하였으며, 제안한 제어

기에 대한 안정성 평가를 수행하였다.

ZVIS와 가속도 피드백 제어를 결합한 단진자의 진동 억제 방법을 실제로 구현하고, 실험을 수행하였다. 이 연구에서는 단진자에 바람을 가하여 시스템의 불안정성을 야기시켰다. ZVIS만을 이용할 경우 대차가 특정 지점까지 이동한 후 잔여 진동이 매우 크게 나타남을 확인하였다. 하지만, ZVIS와 가속도 피드백 제어를 함께 적용할 경우 잔여 진동이 매우 빠르게 억제되는 것을 확인할 수 있었다. 실험결과를 통해 이 연구에서 제안한 피드백 제어가 외란 조건에서도 진동을 억제할 수 있음을 확인하였다.

## References

- (1) Smith, O. J. M., 1957, Posicast Control of Damped Oscillatory Systems, *Proceedings of the IRE*, Vol. 45, No. 9, pp. 1249~1255.
- (2) Smith, O. J. M., 1958, *Feedback Control Systems*, McGraw-Hill, New York, U.S.A.
- (3) Singer, N. C., Seering, W. P., 1990, Preshaping Command Inputs to Reduce System Vibration, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 112, No. 1, pp. 76~82.
- (4) Hyde, J. M. and Seering, W. P., 1991, Using Input Command Pre-shaping to Suppress Multiple Mode Vibration, *Proceedings of the 1991 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Sacramento, California, pp. 2604~2609.
- (5) Murphy, B. R. and Watanabe, I., 1992, Digital Shaping Filters for Reducing Machine Vibration, *IEEE Transaction on Robotics and Automation*, Vol. 8, No. 2, pp. 285~289.
- (6) Tzes, A. and Yurkovich, S., 1993, An Adaptive Input Shaping Control Scheme for Vibration Suppression in Slewing Flexible Structures, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 1, No. 2, pp. 114~121.
- (7) Kwak, M. K., Yang, D. H. and Lee, J. H., 2012, Maneuvering and Active Vibration Control of Slewing Flexible Beam Using Input Shaper, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 6, pp. 542~549.
- (8) Singhose, W., Seering, W. and Singer, N., 1994, Residual Vibration Reduction Using Vector Diagrams to Generate Shaped Inputs, *Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, No. 2, pp. 654~659.
- (9) Singhose, W., Derezinski, S. and Singer, N., 1996, Extra-insensitive Input Shapers for Controlling Flexible Spacecraft, *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, Vol. 19, No. 2, pp. 385~391.
- (10) Singhose, W., Seering, W. and Singer, N., 1996, Input Shaping for Vibration Reduction with Specified Insensitivity to Modeling Errors, *Proceedings of the 1996 Japan-USA Symposium on Flexible Automation*, Boston, MA, pp. 307~313.
- (11) Shan, J., Liu, H. T. and Sun, D., 2007, Modified Input Shaping for a Rotating Single-link Flexible Manipulator, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 285, pp. 187~207.
- (12) Singhose, W., Eloundou, R. and Lawrence, J., 2010, Command Generation for Flexible Systems by Input Shaping and Command Smoothing, *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, Vol. 33, No. 6, pp. 1697~1707.
- (13) Xie, X., Huang, J. and Liang, Z., 2013, Vibration Reduction for Flexible Systems by Command Smoothing, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 39, pp. 461~470.
- (14) Vaughan, J., Yano, A. and Singhose, W., 2008, Comparison of Robust Input Shapers, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 315, pp. 797~815.
- (15) Huey, J. R., Sorensen, K. L. and Singhose, W. E., 2008, Useful Applications of Closed-loop Signal Shaping Controllers, *Control Engineering Practice*, Vol. 16, No. 7, pp. 836~846.
- (16) Zuo, K., Drapeau, V. and Wang, D., 1995, Closed Loop Shaped-input Strategies for Flexible Robots, *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 14, No. 5, pp. 510~529.
- (17) Kapila, V., Tzes, A. and Yan, Q., 2000, Closed-loop Input Shaping for Flexible Structures Using Time-delay Control, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 122, No. 3, pp. 454~460.
- (18) Tang, R. and Huang, J., 2016, Control of Bridge Cranes with Distributed-mass Payloads Under Windy Conditions, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 72, pp. 409~419.
- (19) Yang, D. H., Shin, S. H., Lee, H. W., Kim, S. K. and Kwak, M. K., 2017, Active Vibration Control of Structure by Active Mass Damper and Multi-modal Negative

Acceleration Feedback Control Algorithm, Journal of Sound and Vibration, Vol. 293, pp. 18~30.



**Ji-Hwan Shin** received B.S., M.S. and degree in Mechanical Engineering from Dongguk University in 2014 and 2016. He is currently a Ph.D. degree candidate at the Department of Mechanical Engineering of Dongguk University in Seoul, Korea. His research interests are in the area of active vibration control of smart structure.



**Dong-Han Lee** received B.S., M.S. and Ph.D. degree in Department of Mechanical, Robotics and Energy Engineering of Dongguk University in 2013 and 2016. He is currently a Ph.D. degree candidate at the Department of Mechanical Engineering of Dongguk University in Seoul, Korea. His research interests are in the area of active control of smart structure.



**Moon K. Kwak** received B.S. and M.S. degree in Naval Architecture from Seoul National University in 1981 and 1983. He then received his Ph.D. degree from the Dept. of Engineering Science and Mechanics of Virginia Tech in 1989. He is currently a professor at the Department of Mechanical, Robotics and Energy Engineering of Dongguk University in Seoul, Korea. His research interests are dynamics and control of flexible multibody system, and active vibration control of smart structure.

# 층간소음 성가심과 생활감에 대한 설문조사

## Questionnaire Survey on Annoyance and Disturbance of Floor Impact Sound

정 정 호<sup>†</sup> · 이 평 직<sup>\*</sup>

JeongHo Jeong<sup>†</sup> and PyoungJik Lee<sup>\*</sup>

(Received July 18, 2018 ; Revised September 14, 2018 ; Accepted September 14, 2018)

**Key Words :** Floor Impact Sound(층간소음), Questionnaire Survey(설문조사), Annoyance(성가심), Disturbance(생활감)

### ABSTRACT

In order to investigate the characteristics of floor-impact sounds generated in apartment buildings and the annoyance and disturbance caused by floor-impact sounds, a questionnaire survey was conducted twice with an 11- or 12-year interval for respondents living in apartments. Questions in the survey were on the characteristics of real impact sounds, and the subjective annoyance, disturbance, or satisfaction for heavy and light impact sources. From the first survey, which was conducted in 2005, it was found that the most annoying time of day and space were 8 p.m. to midnight in the living room. It was also revealed that the main source of the floor impact sound from the upper floor is a child's jumping and running from 6 to 9 p.m. More than half of the respondents were not satisfied by the floor impact isolation performance of their own apartments. The results of the second questionnaire survey, which was conducted from 2016 to 2017, show that 44.6 % of respondents responded that they felt annoyed by floor-impact sounds, and 38.5 % of them felt disturbed. From the results of both questionnaire surveys, it was commonly found that females are more sensitive than males, and people in their 20s are usually less sensitive than people in their 30s and 40s. It can be concluded that, for a subjective evaluation and questionnaire survey on floor-impact sounds, females in their 30s and 40s should be included in the subject group.

### 1. 서 론

주거 공간에서 발생하는 다양한 생활소음에 대한 설문조사결과 바닥충격음에 대한 피해가 가장 많은 것으로 나타났다<sup>(1)</sup>. 이후 다양한 완충재가 개발되었으나, 중량충격음을 효과적으로 저감할 수 있는 재료 또는 구조개발은 여전히 필요한 실정이다. 고성능 층간소음 저감재 개발 및 관련 민원의 지속적인 발생으로

공동주택 층간소음에 대한 관심이 지속되고 있다. 2005년 바닥충격음 차단구조 인정제도 시행이후 다양한 층간소음 완충재 및 저감구조가 210 mm 두께의 슬래브를 기반으로 개발, 적용되어 왔으며, 최근에는 기존 공동주택의 리모델링 및 성능 향상을 위한 다양한 연구, 개발이 진행되고 있다<sup>(2-4)</sup>.

공동주택 층간소음 차단성능 향상을 평가하기 위해서는 물리적인 평가량 저감이 기본이지만, 실제 거주자가 느끼는 감각량을 저감하는 것이 가장 중요하다. 바닥충

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Fire Insurers Laboratories of Korea  
E-mail : jhjeong92@gmail.com

<sup>\*</sup> Member, University of Liverpool

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

격음 평가 등급 수립에 있어서도 거주자가 체감할 수 있는 평가 방법 및 평가 등급을 수립하기 위해 실제 거주 환경과 유사한 환경에서 청감실험을 실시하고 있다<sup>(5-9)</sup>.

실제 공동주택 거주자들이 만족하는 바닥충격을 차단 구조를 개발, 시공하기 위해서는 거주자 대상 설문조사 등 대규모 추적 연구가 필요하다. 층간소음 만족도에 대한 대규모 추적 연구 수행에는 여러 가지 제한점이 있다. 대규모 추적 연구의 대안으로 이 연구에서는 설문조사 방법을 통하여 공동주택에서 발생하는 층간소음의 실태 및 특성, 층간소음(중량, 경량 등)에 대한 거주자의 주관적 반응(중량 및 경량충격음이 들리는 정도, 성가심 등)을 조사하였다. 층간소음에 대한 성가심과 함께 실제 거주자들이 층간소음에 의한 생활 방해를 받는 정도를 조사하기 위해 생활 방해에 대한 항목도 조사하였다.

또한 1차 설문조사 수행 후 바닥충격음 제도 개선이 시행되어 슬래브 두께 증가와 완충재 개선 등이 이루어진 기간이 지난 12년 이후 공동주택 층간소음에 대한 성가심(annoyance) 반응과 생활방해(disturbance)에 대한 추가 설문조사를 실시하였다.

2. 설문조사 개요

층간소음 관련 설문조사로는 2001년 대한주택공사에서 바닥충격음 차단성능 기준설정을 위한 중량충격음과 경량충격음에 대한 주관적 반응 조사<sup>(1)</sup>와 함께, 2002년에는 바닥충격음의 인지도와 바닥충격음 차단성능 향상을 위한 구조개선 비용에 대한 설문조사<sup>(11)</sup>가 수행되었다. 위의 설문조사 수행 이후 설문조사를 바닥충격음 인지도 등에 대한 연구는 부족한 실정이다.

이 연구의 설문조사는 12년의 간격을 두고 1차 설문조사와 2차 설문조사를 수행하였다. 1차 설문조사에서는 공동주택 층간소음 발생 실태를 서울, 경기지역 공동주택 거주자 1000여 명을 대상으로 2005년 10월~11월에 조사하였다. 설문조사 항목은 일반사항(성별, 연령, 공동주택 평형 및 거주연수), 위층 발생 소음(위층의 어린이 유무, 바닥마감재, 층간소음이 성가시는 시간대 및 위치)과 층간소음의 주관적 반응(중량 및 경량충격음이 들리는 정도와 느낌, 층간소음(중량+경량)에 대한 성가심 및 만족도)으로 구성하였다.

2차 설문조사는 바닥충격음에 대한 제도시행 효과 및 층간소음에 대한 인식 변화를 확인하기 위해 서울, 경기 지역 공동주택 거주 경험자 약 230명을 대상으로

Table 1 Survey items of 1st and 2nd questionnaire survey on floor impact sound

Survey items	1st	2nd
Sex, age	●	●
Size of apartment unit	●	
Years of residence	●	●
Presence of child	●	●
Floor finishing material	●	
Time and place of floor impact sound generation	●	
Extent to which a light & heavy-weight impact sound is heard	●	
Feeling on light & heavy-weight impact sound	●	
Annoyance & satisfaction on floor impact sound	●	●
Disturbance of floor impact sound		●

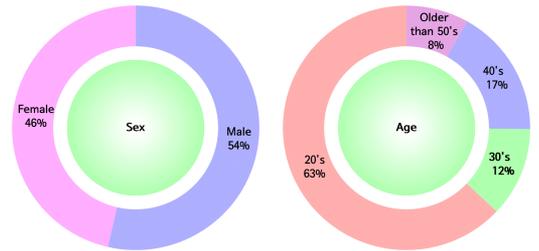


Fig. 1 Demographic information of 1st survey respondents

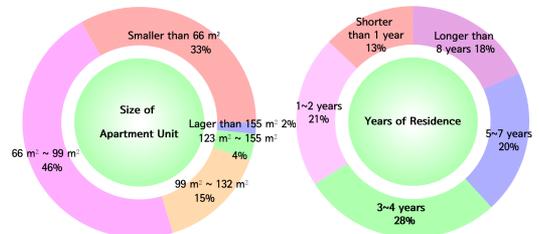


Fig. 2 1st survey respondents' residential living experience

일반사항(성별, 연령, 어린이 유무 및 거주연수), 층간소음으로 인한 성가심, 일상생활 방해 정도에 대하여 2016년~2017년 사이에 조사하였다. Table 1은 1차 및 2차 설문에서 조사한 설문항목을 비교하여 나타낸 것이다.

2.1 1차 설문조사

1차 설문조사 응답자는 Fig. 1과 같이 남성은 54%, 여성은 46%이었으며, 20대가 63%, 30대~40대가 28%, 50대 이상이 9%로 나타났다. 응답자가 거주하고 있는 공동주택의 평형분포는 Fig. 2에서와 같이 30평형에 거

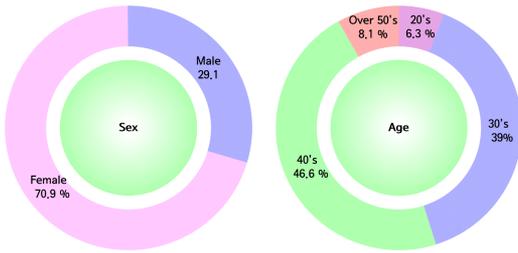


Fig. 3 Demographic information of 2nd survey respondents

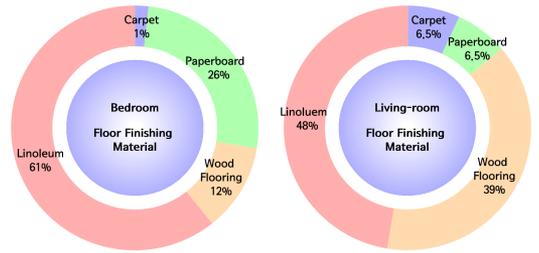


Fig. 5 Status of the finishing materials of the apartment in which the survey respondent resides

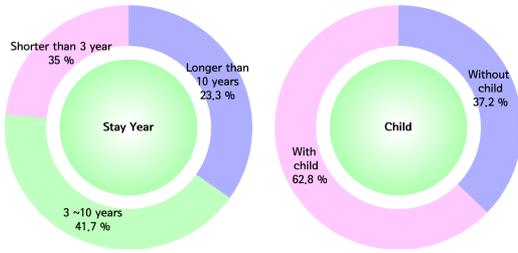


Fig. 4 2nd survey respondents' residential living experience

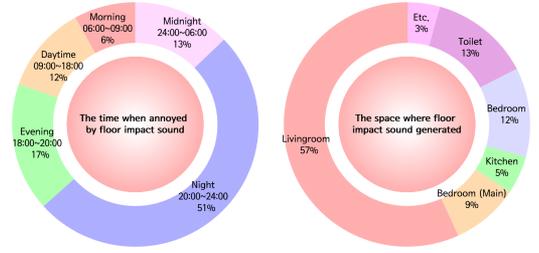


Fig. 6 Survey results on the time and place of floor impact sound

주하고 있는 응답자가 가장 높은 비율(46%)로 나타났으며, 20평형(33%), 40평형 이상(19%)의 순서로 나타났다. 현재 살고 있는 공동주택 거주연수 중 1년~2년은 24%, 3년~4년은 28%, 5년~7년은 20%, 7년 이상은 18%로 나타났다.

## 2.2 2차 설문조사

2차 설문조사의 응답자 성별 분포는 여성이 70.9%, 남성이 29.1%로 1차 설문조사에 비해 여성의 비율이 증가하였다. Fig. 3에서와 같이 설문조사 응답자의 연령 분포는 30대 39%, 40대 46.6%로 30대~40대의 응답자가 대부분을 차지하였다. 20대 응답자가 주를 이루었던 1차 설문조사와는 차이가 있는 것으로 나타났다.

Fig. 4는 2차 설문 응답자의 공동주택 거주연수와 어린이 유무 조사결과를 정리한 것이다. 공동주택 거주연수 조사결과 3년 이하는 35%, 3년~10년은 41.7%, 10년 이상은 23.3%로 나타났으며, 어린이 유무 조사결과 62.8%의 응답자 가정에 어린이가 있는 것으로 조사되었다.

## 3. 1차 설문조사 분석결과

### 3.1 층간소음 발생

1차 설문조사의 경우 공동주택에서 발생하는 층간

소음에 대한 조사항목으로는 바닥마감재 종류, 주요 층간소음 발생 공간, 거슬리는 시간대, 중량 및 경량충격음이 들리는 정도와 느낌 그리고 층간소음에 대한 전체적인 느낌, 성가심과 만족정도를 조사하였다. 또한 표준충격원의 실제 충격원 재현성 향상을 위한 기초자료로 활용하기 위하여 실제 바닥충격음을 주로 발생시키는 어린이의 연령대 및 충격형태를 조사하였다. 주거 공간의 바닥마감재에 대한 조사결과 Fig. 5에서와 같이 침실은 룬류(61%)가 가장 많이 사용된 것으로 나타났다. 거실은 룬류(48%)와 마루재(39%)로 나타났다. 기타 공간에서도 룬류(66%)가 가장 많이 사용되는 것으로 나타났다. 층간소음이 거슬리는 주요 시간대와 공간에 대한 조사결과는 Fig. 3에 나타내었다. 층간소음이 주로 거슬리는 시간대는 밤시간(20시~24시)이며, 거슬리는 공간은 거실(57%)로 나타났다. 화장실의 경우도 13.4%로 나타났는데, 이는 바닥충격음에 의한 층간소음보다 공기 전달음 및 화장실 급배수 소음에 의한 영향으로 판단된다.

표준충격원의 실제 충격원 재현성 향상을 위한 기본 자료로 활용하기 위하여 공동주택에서 실제로 발생하는 바닥충격음의 형태 및 이를 발생시키는 연령대를 조사하였다. Fig. 7에서와 같이 주요 층간소음 발생 형태는 기존의 연구<sup>(11,12)</sup>에서와 유사하게 거실 등

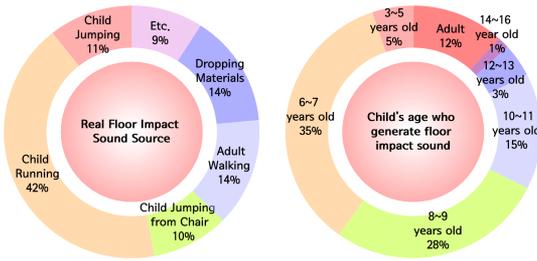


Fig. 7 Survey results on actual impact sound generation and children's age

의 공간에서 달리는 형태(42%)와 의자 및 제자리에 서 뛰는 형태(20%)로 나타났다. 물건낙하는 14%, 성인보행은 14%의 응답자가 선택하였다. 층간소음을 주로 발생시키는 어린이의 연령은 6세~9세(63%)가 가장 높게 나타났다. 이상의 결과에서와 같이 우리나라 실정에 맞는 표준 충격원의 재현성 향상을 위해서는 6세~9세 어린이가 달리기나 뛰는 형태를 기준으로 하는 것이 합리적인 것으로 판단된다.

### 3.2 층간소음에 대한 주관적 반응

중량충격음에 대한 실태 조사를 위해 위층에서 뛰는 소음 또는 밟음처럼 쿵쿵거리는 소리가 들리는 정도와 느낌을 구분하여 조사하였다. 바닥충격음이 들리는 정도와 느낌에 대하여서는 9개 세부 설문조사 항목을 구성하였으며, 9개 항목은 단계별로 잘 들리는 정도, 들리는 정도 및 안 들리는 정도와 3개 그룹으로 구분하여 분석하였다.

Fig. 8에서와 같이 중량충격음이 들리는 정도에 대한 반응 중 안 들리는 정도는 37%, 들리는 정도는 52%, 잘 들리는 정도는 11%로 나타났다. 경량충격음(의자와 같은 가구를 움직일 때나 물건 떨어지는 소리)의 경우 잘 들리는 정도는 8%, 들리는 정도는 44%로 나타났으며 안 들리는 정도는 48%로 조사되었다. 63%의 응답자가 중량충격음을 들을 수 있는 정도(잘 들린다 + 들린다)로 응답하였지만, 경량충격음에 대해서는 52%로 중량충격음에 대한 반응보다 약 11% 낮게 나타났다.

중량충격음에 대한 느낌으로는 Fig. 9에서와 같이 54%의 응답자가 신경 쓰이지 않는 정도, 40%는 신경 쓰이는 정도 그리고 6%는 매우 신경 쓰이는 정도라고 응답하였다. 경량충격음에 대한 느낌으로는 55%가 신경 쓰이지 않는 정도, 39%가 신경 쓰이는 정도로 응답하였다. 매우 신경 쓰이는 정도는 중량충격음

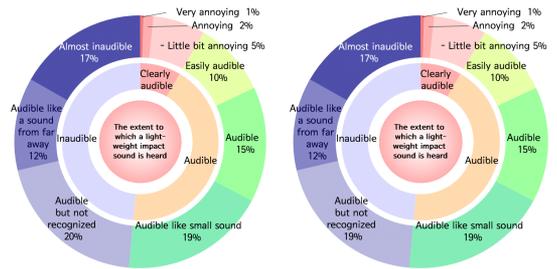


Fig. 8 The results of the questionnaire survey on the loudness of heavy and light weight impact sound (9 point scale)

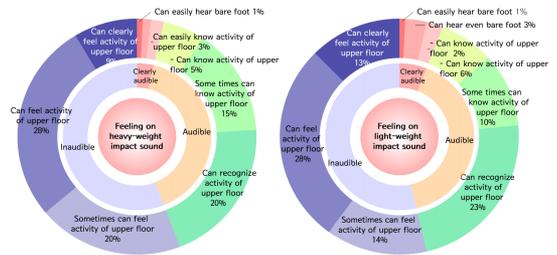


Fig. 9 The results of the questionnaire survey on the feeling on heavy and light weight impact sound (9 point scale)

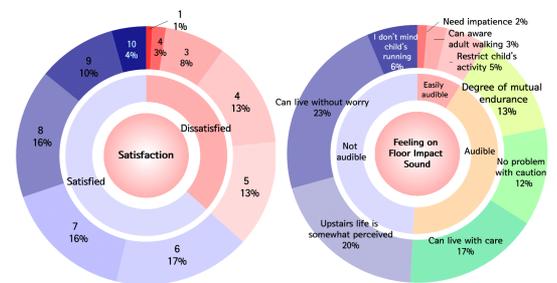


Fig. 10 The results of the questionnaire survey on the satisfaction and feeling on floor impact sound (9 point scale)

과 동일한 6% 수준으로 조사되었다. 경량충격음이 들리는 정도는 52%, 느껴지는 정도는 45%로 조사되어, 경량충격음은 들리는 정도보다는 신경 쓰이게 느껴지는 정도는 덜한 것으로 나타났다. 중량충격음의 들리는 정도는 약 46%, 신경 쓰이게 들리는 정도는 52%로 조사되었으며, 중량충격음은 들리는 것보다 더욱 신경 쓰이는 것을 알 수 있다. Fig. 10은 층간소음에 대한 만족도와 생활감에 대한 설문조사결과를 정리한 것이다. 공동주택의 층간소음 만족도 조사결과 38%의 응답자가 거주하고 있는

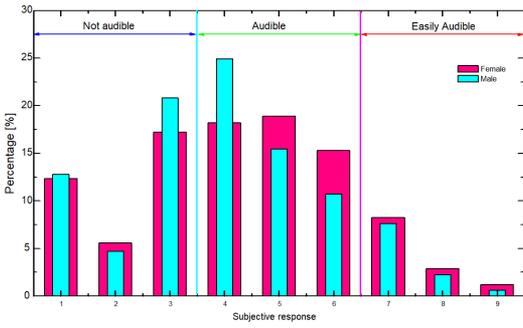


Fig. 11 Difference between male and female on audibility of heavy-weight impact sound

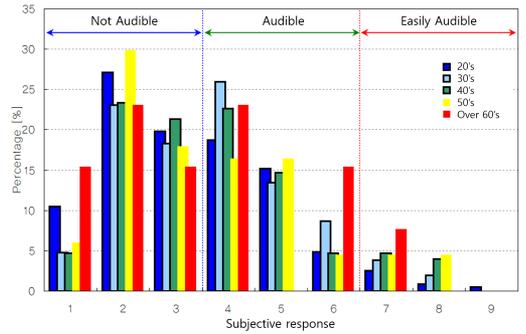


Fig. 13 Subjective response difference of heavy-weight impact sound among ages

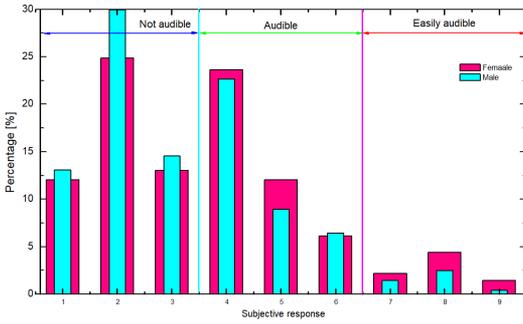


Fig. 12 Difference between male and female on audibility of light-weight impact sound

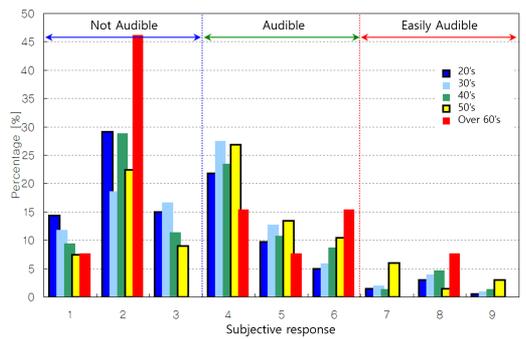


Fig. 14 Subjective response difference of light-weight impact sound among ages

층간소음 차단성능에 만족하지 못하는 것으로 조사되었다. 층간소음과 관련된 생활감에 대한 응답에서 약 49%가 신경 쓰지 않고 살고 있거나 다소 의식되지만 생활에 무리는 없는 것으로 응답하였다. 약 42%의 응답자는 층간소음에 의한 성가심은 있으니 이웃 간에 서로 주의하면 큰 문제는 발생하지 않고 살 수 있는 것으로 응답하였다. 그러나 약 10%의 응답자는 어린이를 꾸짖거나 참고 사는 것으로 응답하였다. 어린이를 꾸짖거나 참고 산다고 응답한 응답자는 잠재적인 민원 발생 가능성이 있는 것으로 판단된다.

### 3.3 성별 및 연령별 주관적 반응 차이

설문조사 결과에 대하여 성별, 연령 등의 기본 조사 항목과 유의한 차이를 정리하였다. 성별에 따른 설문조사 분석결과 중량충격음이 들리는 정도, 경량충격음의 느낌이 차이가 있는 것으로 나타났다. 중량충격음의 경우 성별에 따라 주관적 반응의 차이는, Fig. 11에서와 같이 여성의 경우 남성보다 중량충격음이 들리거나 잘 들린다고 응답한 비율이 높게 나타났다. 경량

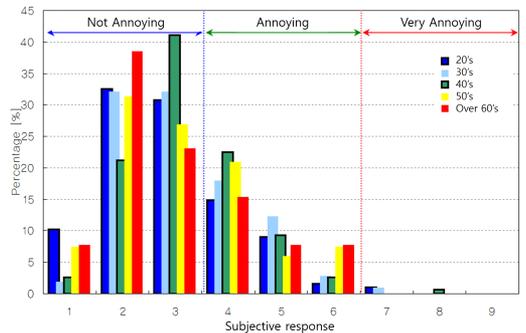


Fig. 15 Annoyance difference among ages

충격음의 경우도 Fig. 12에서와 같이 신경 쓰이거나 매우 신경 쓰인다고 응답한 비율이 여성이 더 높은 것으로 나타났다. 이상과 같이 여성이 남성보다 층간소음에 대해 더 민감한 것을 알 수 있다.

층간소음에 대한 거주자의 주관적 반응(들리는 정도, 느낌, 성가심 및 만족도)은 연령별로 유의한 차이가 있는 것으로 나타났다. 중량충격음의 느낌에 대한 응답은 20대의 경우 안 들리는 정도라고 응답한 비율

이 다른 연령대에 비해 높았으나, 30대~40대의 경우 들리는 정도라고 응답한 비율이 다른 연령에 비해 높게 나타났다.

경량충격음에 대한 느낌의 경우도 50대의 경우 20대에 비해 거슬리는 정도 또는 매우 거슬리는 정도를 선택한 비율이 상대적으로 높게 나타났다. 층간소음 전체 느낌의 경우 중량, 경량충격음의 경우에서와 같이 40대가 신경 쓰이거나 매우 신경 쓰이는 정도라고 응답한 비율이 높게 나타났다.

층간소음에 대한 어노이언스와 만족도 항목에서도 연령별(20대, 40대)로 차이가 있는 것으로 나타났다. 중량, 경량의 경우와 유사하게 40대의 경우 신경 쓰이거나 매우 신경 쓰이는 정도를 선택한 비율이 다른 연령대에 비해 높게 나타났다. 층간소음 만족 정도에 있어서도 불만족에 포함되는 비율이 다른 연령대에 비해 높게 나타났다.

#### 4. 2차 설문조사 분석결과

2차 설문조사에서는 층간소음에 대한 성가심(annoyance)과 일상생활 방해 정도(disturbance)를 11점 척도를 활용하여 조사하였다. 두 가지 항목에 대하여 각각 “윗집의 층간소음(아이들 뛰는 소리, 발소리, 가구 끄는 소리 등)으로 인해 얼마나 성가심을 느끼셨습니까?”, “윗집의 층간소음이 얼마나 귀하의 일상생활(수면, 휴식, 대화, 집중 등)을 방해하였습니까?”라는 질문을 제시하였으며, 0~10의 숫자 중에서 선택하도록 하였다. 0은 “전혀 성가시지 않거나 방해되지 않음”으로, 10은 “엄청나게 성가시거나 방해됨”으로 설정하였다. 11점 척도로 반응한 결과를 비교하기 용이하도록 11점 척도로 조사된 설문조사 응답은 5개의 그룹(0~2: 1그룹, 3~4: 2그룹, 5~6: 3그룹, 7~8: 4그룹, 9~10:

5그룹)으로 구분하여 Fig. 16과 같이 정리하였다.

층간소음으로 인한 성가심은 Fig. 16에서와 같이 “전혀 성가시지 않는다”에 가깝게 응답한 1그룹은 29.5%로, “엄청나게 성가신다”에 가깝게 응답한 5그룹은 4.1%로 나타났다. 층간소음이 성가신다고 응답한 것으로 판단되는 3그룹~5그룹의 비율은 44.6%로 과반수에 가까운 응답자들이 층간소음으로 인한 성가심을 느끼고 있는 것으로 조사되었다.

층간소음으로 인한 생활 방해는 “엄청나게 방해된다”에 가깝게 응답한 5그룹은 3.6%, “전혀 방해되지 않는다”에 가깝게 응답한 1그룹의 비율은 38.5%로 나타났다. 층간소음으로 인한 생활 방해를 느끼고 있는 응답자는 38.5%로 나타났다. 층간소음으로 인한 생활 방해를 느끼는 응답자 비율은 성가심을 느끼고 있는 응답자 비율보다 약 6.1% 낮은 것으로 나타났다.

Fig. 17은 성별에 따른 성가심과 생활 방해 반응을 구분하여 나타낸 것이다. 남성의 경우 여성보다 12%~15% 정도 성가심과 생활 방해 모두에서 성가시거나, 방해되지 않는다고 응답한 비율이 높은 것으로 나타났다. 3그룹~5 그룹의 성가심 반응에서 영성의 응

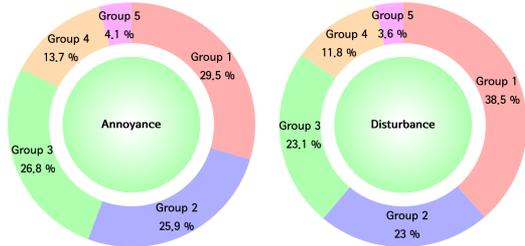


Fig. 16 The results of 2nd questionnaire survey on annoyance and disturbance of floor impact sound

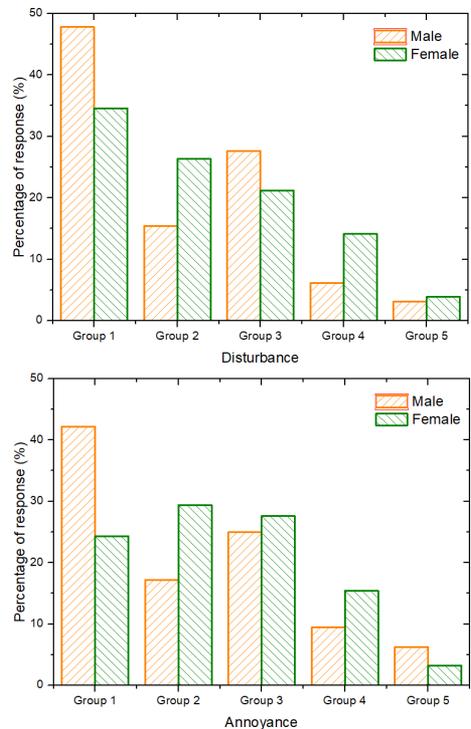


Fig. 17 Annoyance and disturbance difference between male and female

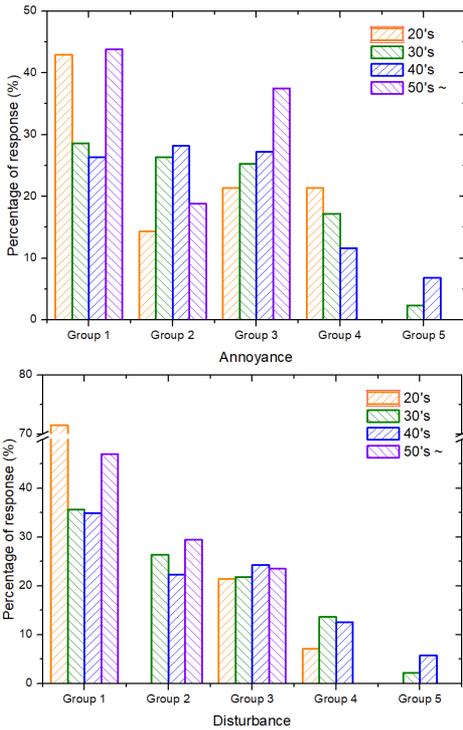


Fig. 18 Annoyance and disturbance difference by ages

5. 결 론

답 비율이 높은 것으로 나타났다. 생활 방해 반응에서도 3그룹~5 그룹 선택 비율이 여성이 높은 것으로 나타났다. 그러나 3그룹에서는 남성의 비율이 높게 나타났다. 이는 남성의 경우 전체적으로는 여성에 비해 층간소음에 대한 성가심이나 생활 방해 정도가 낮은 것으로 나타났으나, 일부 다소 민감한 계층이 있는 것으로 사료된다.

연령대별로 층간소음에 대해 성가심과 생활방해를 느끼는 정도를 비교하여 Fig. 18에 정리하였다. 20대의 경우 성가심과 생활방해에서 1그룹을 선택한 비율이 가장 높은 것으로 나타났으며, 생활방해의 경우 71.5%의 응답자가 전혀 방해되지 않는다고 응답하였다. 30대와 40대 응답자의 반응은 유사한 경향을 갖는 것으로 나타났으며, 5개의 그룹에 고르게 분포하고 있는 것으로 판단된다. 50대 이상 응답자의 경우 20대와 유사한 경향을 갖지만, 성가심의 경우 3그룹을 선택한 비율이 가장 높은 것으로 나타났다. 이는 일부 50대 이상의 응답자는 해당 연령대의 평균보다 높은 층간소음에 대한 민감도를 갖고 있는 것으로 판단된다.

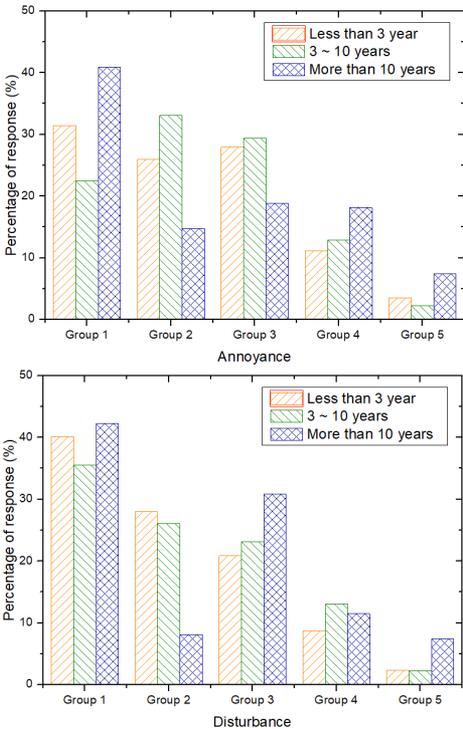


Fig. 19 Annoyance and disturbance difference by stay years

층간소음에 대한 1차 설문조사 결과 층간소음이 주로 거슬리는 시간대는 20시~24시, 주로 발생하는 공간은 거실로 나타났다. 대표적인 층간소음 형태는 6세~9세의 어린이가 달리기나 뛰는 경우로 나타났다. 층간소음 차단성능을 평가하기 위한 표준 충격원은 위의 결과를 기준으로 하여야 할 것으로 판단된다.

우리나라 공동주택의 층간소음에 대한 주관적 반응으로는 52%~63%의 응답자들이 신경쓰는 정도(안 들리는 정도 또는 신경 쓰이는 않는 정도)로 인식하고 있는 것으로 나타났으며, 경량충격음보다는 중량충격음에 대한 불만족이 더 큰 것으로 나타났다. 또한 경량충격음은 들리는 정도보다는 신경 쓰이게 느껴지는 정도는 덜한 것으로 나타났다. 중량충격음은 들리는 것보다 더욱 신경 쓰이는 것을 알 수 있다. 층간소음 발생 시 약 10%의 응답자는 어린이를 꾸짖거나 참고 사는 것으로 응답하였다. 어린이를 꾸짖거나 참고 산다고 응답한 응답자는 잠재적인 민원 발생 가능성이 있는 것으로 판단된다.

성별, 연령 및 공동주택 평형에 따른 층간소음 반응 분석한 결과 남성보다는 여성이 층간소음에 더 민감한

것으로 나타났다. 또한 20대보다는 40대~50대가 층간소음에 더 민감한 것으로 나타났다.

2차 설문조사 결과 층간소음이 성가신다고 응답한 비율은 44.6%로 과반수에 가까운 응답자들이 층간소음으로 인한 성가심을 느끼고 있는 것으로 조사되었다. 층간소음으로 인한 생활 방해를 느끼고 있는 응답자는 38.5%로 나타났다.

남성의 경우 전체적으로는 여성에 비해 층간소음에 대한 성가심이나 생활 방해 정도가 낮은 것으로 나타났다. 일부 다소 민감한 계층이 있는 것으로 사료된다. 30대와 40대 응답자의 반응은 유사한 경향을 갖는 것으로 나타났으며, 5개의 그룹에 고르게 분포하고 있는 것으로 판단된다. 50대 이상의 일부 응답자는 해당 연령대의 평균보다 높은 층간소음에 대한 민감도를 갖고 있는 것으로 판단된다.

1차 설문조사 이후 약 11년~12년 이후 유사한 설문 내용으로 2차 설문조사를 실시하였다. 1차 설문조사에서는 약 50% 이상의 응답자가 층간소음에 대해 만족하지 못하거나 성가심을 느끼는 정도로 나타났으나, 11년~12년 후에는 약 45%의 응답자가 층간소음에 대해 성가심을 느끼는 것으로 나타났다. 또한 현재 거주하고 있는 공동주택 거주연수가 증가함에 따라 주관적 반응은 민감해지는 경향이 있는 것으로 판단된다.

1차, 2차 설문조사에서 공통적으로 남성보다는 여성의 층간소음 민감도가 높으며, 20대보다는 30대~50대의 민감도가 높게 나타났다. 따라서 공동주택 층간소음 관련 청감실험, 기준설정을 위한 설문조사 등을 위해서는 30대~40대 여성의 비율을 충분히 확보하는 것이 연구결과의 대표성을 확보할 수 있는 방안으로 판단된다.

## References

(1) Kim, H. S., Kim, H. G., Kim, M. J. and Cho, C. G., 2001, The Criteria of Floor Impact Sound Insulation for Apartment Houses, Land & Housing Institute, Gyeonggi, Korea.

(2) Kim, S. T., Cho, H. M., Lee, H. G. and Kim, M. J., 2018, Experimental Study on Floor Impact Sound Insulation Performance According to the Inner Filler and Air Layer Thickness of the Ceiling on the Floor System Condition in Existing Apartment, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, p. 93.

(3) Yeon, J. O., Kim, K. W., Choi, H. J., Yang, K. S. and Kim, K. H., 2013, Experiment Evaluation for the Heavy-weight Impact Sound of Dry Double Floor System – Effect of Rubber Hardness and Ceiling Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 1, pp. 34~40.

(4) Baik, Y. S., Park, S. G. and Jung, M. Y., 2015, Analysis Study of the Floor Impact Sound Transition Associated with the Construction Process, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 679~681.

(5) Jeong, J. H., 2014, Heavy/soft Impact Sound Criteria and Regulation in Korea, Proceedings of Inter-noise 2014, pp. 731~737.

(6) Jeong, J. H., 2016, Evaluation Method of Runner Ball Impact Sound, Proceedings of EuroNoise 2015, Maastricht, Netherlands, pp. 1901~1904.

(7) Jeong, J. H., Ryu, Y. H., Kim, J. K. and Kim, K. H., 2017, Single Number Quantity of Heavy/soft Impact Sound, Proceedings of Inter-noise 2017, pp. 3814~3817.

(8) Jeong, J. H., Kim, Y. H., Ryu, J. K. and Kim, K. H., 2018, Just Noticeable Difference of Rubber Ball Impact Sound, Paper presented at Baltic-Nordic Acoustic Meeting 2018, Harpa, Reykjavík, Iceland. [https://events.artegis.com/urlhost/artegis/customers/1571/lwtemplates/layout/default/events\\_public/12612/Papers/2026831\\_Jeongho\\_BNAM2018.pdf](https://events.artegis.com/urlhost/artegis/customers/1571/lwtemplates/layout/default/events_public/12612/Papers/2026831_Jeongho_BNAM2018.pdf)

(9) Jeong, J. H., Kim, Y. H., Ryu, J. K. and Kim, K. H., 2018, Classification Criteria of Heavy/soft Impact Sound, Proceedings of EuroNoise 2018, pp. 1137~1140.

(10) Kim, K. H. and Jeon, J. Y., 2002, The Analysis of Perceptual Levels for Floor Impact Noise in Apartments, J. Korean, Soc. Living. Environ. Sys. Vol. 9, No. 2, pp. 160~165.

(11) Jeong, J. H., 2004, Floor Impact Noise Classification Based on Subjective Evaluations and Comparisons of Standard Impact Sources, Doctoral dissertation, Hanyang University.

(12) Jeon, J. Y., Ryu, J. K., Jeong, J. H. and Tachibana, H., 2006, Review of the Impact Ball in Evaluating Floor Impact sound, Acustica United with Acta Acustica, Vol. 92, No. 5. pp. 777~786.

(13) Kim, Y. H., Song, G. G., Lee, W. H., Park, J. H. and Kim, M. J., 2016, Reduction of Floor Impact Noise in the Existing Apartment Buildings to be Redeveloped,

Proceedings of Korean Institute of Architectural Sustainable Environment and Building Systems (KIAEBS) Autumn Conference, pp. 167~168.

(14) Kim, K. W., Shin, H. K., Jeong, A. Y. and Yang, K. S., 2017, Analysis of Floor Impact Sound Insulation Performance of Old Apartment Houses, Proceedings of Korean Institute of Architectural Sustainable Environment and Building Systems (KIAEBS) Autumn Conference, pp. 61~62.



**JeongHo Jeong** is currently a senior researcher at Fire Insurers Laboratories of Korea (FILK). He received his MS and Ph. D degree in architectural engineering from Hanyang University, Korea. His research is interests include standardization in building acoustics field. Also, he has interest on the sound localization research for AES (Acoustic Evacuation Signal).



**PyoungJik Lee** has been is a Lecturer (Assistant Professor) in the Acoustics Research Unit, School of Architecture at the University of Liverpool since January 2014. Previously, he was a postdoctoral researcher at the Institute of Sound and Vibration Research (ISVR), University of Southampton and Swiss Federal Laboratories for Materials Science and Technology (EMPA). He has a degree Architectural Engineering and a PhD in Architectural Acoustics from the Hanyang University in Korea. His research primarily focuses on the subjective aspects of sound and vibration in the built environments.

# 가전 냉장고 Ice-fan 유로 시스템의 유동과 소음 성능 개선에 관한 수치적/실험적 고찰

## Numerical and Experimental Investigation on Improvement of Flow and Noise Performances of Ice-fan Flow Piping System of Household Refrigerator

신 미 정\* · 정 철 웅<sup>†</sup> · 김 태 훈\*\* · 구 준 효\*\*

Mijeong Shin\*, Cheolung Cheong<sup>†</sup>, Tae-hoon Kim\*\* and Junhyo Koo\*\*

(Received July 19, 2018 ; Revised November 16, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

**Key Words** : Internal Flow(내부유동), Household Refrigerator(가전 냉장고), Ice-fan Flow Piping System(Ice-fan 유로 시스템), Refrigerator Noise(냉장고 소음), CFD(전산유체역학)

### ABSTRACT

With increasing demand for high-quality refrigerators, noise has been recognized as one of the primary performance indicators. Fans are one of the highest contributing noise sources. Various types of fans are used in refrigerators. In particular, ice-making fans generate more noise as they operate irregularly, and the associated noise may be transmitted directly through the piping system outside the refrigerator. In this study, the flow and noise performances of a centrifugal ice-making fan unit and its piping system are investigated. First, a virtual fan tester based on CFD techniques was developed and its validity was verified by comparing the predicted results with experimental data obtained from an actual fan tester. The predicted sound pressure spectrum was also compared with the corresponding experimental spectrum. We observed good agreement between the two results in terms of blade passing frequency components. For a quantitative evaluation of the performances of the ice-making fan unit and its piping system, the energy flux through the pipe and radiated noise levels from the system were computed and analyzed as indicators of the flow and noise performances, respectively. From the analysis results, certain parts of the pipe were identified to have the most adverse effects on the performances, and the related flow fields were analyzed in detail. Based on our analysis, a new design is proposed to improve the performance of ice-making fan units. The new design resulted in a reduction of the energy loss and vortex of the internal flow, and an increase in the volume flow rate of the unit by approximately 1.1 %.

### 1. 서 론

쾌적한 거주 환경에 대한 필요성이 대두됨에 따라

가정용 냉장고의 소음 성능 및 에너지 효율이 고객의 제품 선택을 결정하는 주요 요인으로 인식되고 있다. 팬과 압축기는 냉장고의 소음 방사에 가장 기여도가 높은 부품이며 여러 대의 팬이 하나의 가정용 냉장고 내

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University  
E-mail : ccheong@pusan.ac.kr

\* School of Mechanical Engineering, Pusan National University

\*\* Member, LG Electronics

# A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

부에서 작동한다. 이는 냉장고에 사용되는 팬의 방사 소음이 넓은 주파수 범위의 소음 성분에 영향을 준다는 것을 의미한다. 특히, 제빙용 팬은 불규칙하게 동작하여 불쾌한 소음을 발생시키며, 소음은 냉장고의 파이프를 통해 외부로 전파된다.

팬에서 발생하는 소음을 저감시키기 위해 Lee et al.<sup>(1,2)</sup>은 H-CAA(hybrid computational aeroacoustics) 기법을 사용하여 가정용 냉장고의 제빙용 팬의 BPF (blade passing frequency) 소음을 예측했으며, cut-off 영역의 길이를 증가시킴으로써 BPF를 약 3dB 감소시켰다. 또한, H-CAA 기법을 이용하여 축류팬의 BPF 내부 소음을 예측하였다. Heo et al.<sup>(3)</sup>은 기존의 팬의 날개-깃 뒷진을 기울어진 S자 모양으로 변경하여 저소음 원심팬을 개발했다. Shin et al.<sup>(4,5)</sup>은 반응표면법을 최적화 방법으로 사용하여 원심팬의 고성능 설계를 수행하였다. 또한 원심팬의 허브를 연장시킴으로써 원심팬의 유량을 1% 증가시켰다. Heo et al.<sup>(6)</sup>은 방사소음에 대한 원심팬 장치의 볼루트(volute tongue) 영역의 상대적 기여도를 분석했다. 또한, Heo et al.<sup>(7)</sup>은 팬 블레이드를 변경하지 않고 쉬라우드의 입구 형상을 변경함으로써 축류팬 유닛의 공기역학 및 공력소음성능을 향상시켰다. 그러나, 선행 연구의 대부분은 팬 유닛(즉, 팬의 날개 및 둘러싸고 있는 쉬라우드)을 중심으로 연구되어왔다.

내부 유동 시스템은 팬과 같이 유동을 발생시키는 에너지원과 함께 원하는 곳으로 유동을 이송할 수 있는 파이프를 동시에 사용한다. 팬에서 발생한 유량과 소음은 이러한 파이프를 통과하면서 가감될 수 있는 특성을 가진다. 따라서, 이 논문에서는 가정용 냉장고의 내부 유동 시스템의 일종인 제빙용 Ice-fan 유로 시스템의 유동 및 소음성능을 분석하고 개선하기 위한 파이프 설계안을 제시하였다. 먼저, 전산유체역학 기법을 이용하여 가상의 팬 실험장치를 개발하고 측정된 데이터와의 비교를 통해 그 유효성을 검증하였다. 가상의 팬테스터를 통해 동일한 조건에서 예측된 음압레벨을 실험값과 비교하였다.

제빙용 팬에 의해 구동되는 파이프의 내부 유동성능을 정량적으로 평가하기 위해, 파이프 내부 유동장의 에너지 플럭스와 시스템 방사소음레벨을 수치적으로 계산하여 유동 및 소음의 성능지표로 분석하였다. 이 지표를 기반으로 성능에 영향을 미치는 파이프 내 구간을 확인하고 그 구간을 세부적으로 분석하였으며 그 결과를 바탕으로 제빙용 팬 장치의 유동 및 소음성능

을 향상시키기 위한 새로운 설계안을 제시하였다.

## 2. 대상 Ice-fan 유로 시스템 성능 분석

### 2.1 대상 Ice-fan 유로 시스템 형상

Fig. 1은 팬에 의해 구동되는 냉기의 순환 시스템과 Ice-fan 유로 시스템의 모델링 형상을 나타낸다. Ice-fan 유로 시스템은 제빙용 팬, 하우징, 파이프로 구성되며 작동 회전 속도는 1900 r/min이다.

가정용 냉장고의 뒷면에 있는 제빙용 팬은 차가운 공기를 흡입하여 파이프를 통해 제빙기로 보내는 역할을 한다. Ice-fan 유로 시스템의 전체 유동 흐름은 폐쇄된 루프를 형성한다. 그러나 이 연구에서는 전체 Ice-fan 유로 시스템이 아닌 팬에 크게 영향을 받는 상부 파이프까지를 연구대상으로 하여 이에 의한 유동 및 소음성능에 초점을 두고 연구를 수행하였다.

### 2.2 실험

먼저, P-Q 곡선과 음압 레벨을 측정하여 Ice-fan 유로 시스템의 유동 및 소음성능을 실험적으로 평가하였다. Fig. 2(a)에서 볼 수 있듯이 AMCA 210-07<sup>(8)</sup>의 규정을 충족시키는 팬테스터를 사용하여 팬의 유동성능을 평가하였다. 팬테스터에는 흡입모드와 배출모드가 있으며 이 연구에서는 흡입모드를 사용하여 실험을 실시하였다. 팬 테스터의 치수는 0.6 m × 0.6 m × 1.5 m이며 5개의 다른 크기의 노즐을 통해 0.016 CMM~9.46 CMM 범위의 유량을 측정할 수 있다. Fig. 2(b)에서는 반무향실에서 대상 팬시스템의 소음성능 측정 현장 사진을 나타낸다. 반무향실 크기는 4 m × 4 m × 2.7 m이며 차단주파수는 150 Hz, 배경 소음은 20 dBA 미만이다. B&K 4189 타입의 마이크로폰은 측정 전 1 kHz에

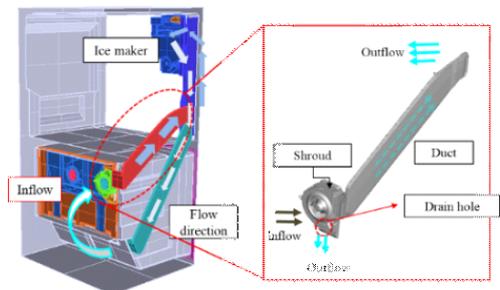
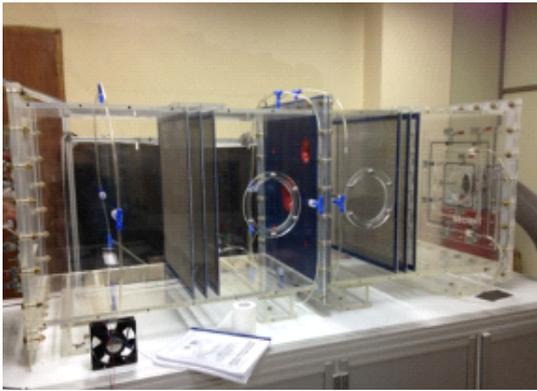
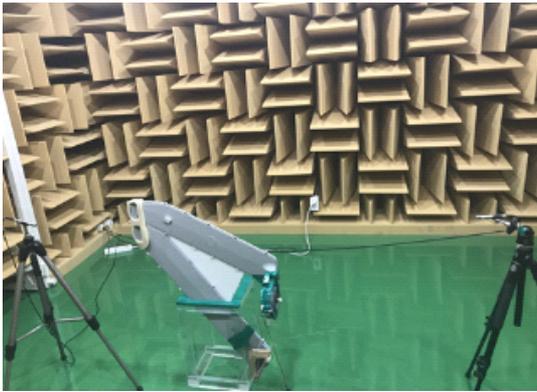


Fig. 1 Ice-fan flow system and flow direction of cold air for ice-making in household refrigerator



(a) Fan performance tester



(b) Semi-anechoic chamber

Fig. 2 Experimental equipment

서 94 dB의 순음신호를 이용하여 교정하였다. 측정 위치는 가정용 냉장고의 실제 위치와 일치하도록 높이가 약 0.65 m인 쉘 중심에서 1 m 간격으로 설정하였다. 보다 정확한 측정을 위해 쉘 회전속도는 음압레벨과 동시에 측정되었다.

### 3. 수치해석

#### 3.1 수치적 기법

대상 Ice-fan 유로 시스템의 유동 및 소음 성능을 예측하기 위해 전산유체역학 기법을 이용하여 유동성능 측정장치인 실제 쉘 테스트를 모사한 가상의 쉘 테스트를 개발하였다. Fig. 3은 연구에서 사용된 가상의 쉘 테스트의 해석영역을 나타낸다. 실제 쉘테스터를 모사하기 위해 입구에는 실험과 동일한 조건으로 쉘 시스템의 작동 지점과 일치하도록 노즐 전후 압력차를 주었으며, 출구 압력은 1기압으로 고정하였다. 유동장은

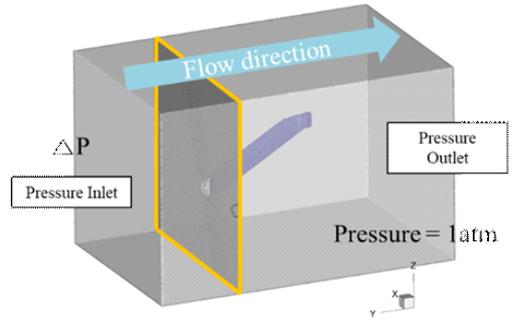


Fig. 3 Computational domain of VFT

다음과 같은 비정상 비압축성 RANS 방정식을 사용하여 해석하였으며 상용해석프로그램인 ANSYS fluent을 사용하여 수치해석을 수행하였다.

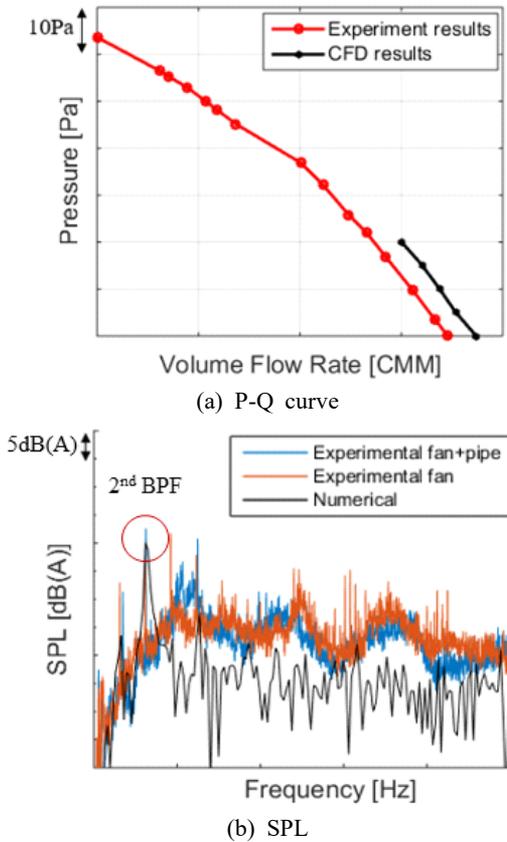
$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \tag{1}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u_j u_i} \right) \end{aligned} \tag{2}$$

일반적으로 HVAC 파이프 시스템에 널리 쓰이는 Realizable k-ε 난류모델을 이용하여 레이놀즈 응력항을 모델링하였으며 해석에 사용된 격자의 수는 약 1천만개이다.

#### 3.2 수치기법 검증

해석에 사용된 수치기법의 유효성을 검증하기 위해 실험을 통해 측정된 쉘 성능특성 곡선인 P-Q 곡선과<sup>(9)</sup> 소음실험을 통해 얻어진 음압 레벨을 가상의 쉘테스터에서 수치해석 예측값과 비교하였다. Fig. 4(a)는 무부하조건부터 실제 작동영역 부근까지 전산해석을 이용한 예측값과 실험값을 비교하였다. 예측된 유량 값이 실제 실험값에 비해 동일 압력차에서 유량을 과다 예측하지만 경향성은 일치하는 것을 확인하였다. 실제 작동모델과 달리 수치해석 격자를 생성하는 과정에서 모델링의 단순화작업을 진행하며 쉘 주변 구조물과 유동장에 영향을 미치는 형상의 단순화에 의해 유량이 과다예측 되는 것으로 판단된다. Fig. 4(b)에서 예측값과 측정된 음압 레벨을 살펴보면, 예측된 BPF 성분과 측정값이 잘 일치하는 것을 확인할 수 있으나 RANS 방정식은 averaged navier-stokes 방정식에 의해 유도되



**Fig. 4** Comparison of the P-Q curve (a) and SPL (b) predicted using the VFT with the experimental results

**Table 1** Comparison of the SPL predicted using the VFT with experimental results [dB(A)]

	Numerical	Experimental result	
	Fan + pipe	Fan + pipe	Fan only
Overall	X - 13.3	X + 1.7	X
2nd BPF	X - 17.8	X - 15.3	X - 20.5

며 이로 인해 고주파성분이 제거됨에 따라 광대역소음의 예측값이 잘 맞지 않는 것을 확인할 수 있다.

Table 1은 전체 및 2차 BPF(316.7 Hz)에서 음압 레벨의 예측결과와 측정결과를 비교한다. 2차 BPF에서 오차는 2.5 dBa인 반면 전체소음에서는 큰 오차를 보인다. 그러나 실험결과에서, 시스템의 방사소음은 팬에 의한 전체소음보다 1.7 dBa 증가된 값을 가진다. 이러한 결과를 바탕으로 파이프의 전체시스템에 대한 소음기여도가 크지 않다고 판단되어 팬 시스템의 유동성

능 향상에 초점을 두고 유동장 분석을 수행하였다. 일반적으로, 형상 변경을 통하여 유량 성능을 개선시킨 후 팬의 회전 속도를 감소시켜 이전과 동일한 유량성능을 낼 때, 소음을 저감할 수 있다.

#### 4. 수치해석 결과

##### 4.1 유동장 분석

Fig. 5에서 파이프 유로의 성능분석의 용이성을 위하여 설정한 수직한 횡단면들을 나타낸다. 파이프 내부 길이 방향에 따라 수직한 면을 설정하고 면위에서 정량적인 유동특성을 분석하였다. 1번~7번 plane은 곡선부에서 유동 특성을 더 자세히 확인하기 위하여 조밀하게 설정하였다. 이는 팬에서 토출되는 유동이 큰 곡률 변화를 나타내는 곡선부를 지나며 유동 박리가 발생하고 이에 따라 손실이 발생하는 것으로 알려져 있기 때문이다<sup>(10)</sup>. 편의상 이 부분을 inlet이라 명명하였다.

유동이 파이프 내부를 흐르며 발생하는 손실을 정량적으로 평가하기 위하여 에너지 플럭스를 다음식과 같이 정의하였다.

$$E_{\phi} = \int_s \left[ (U \cdot \vec{n}) \left( P_s + \frac{1}{2} \rho |U|^2 \right) \right] dS \tag{3}$$

$$\Delta E_{\phi} = \frac{\int_{s_2} \left[ (U \cdot \vec{n}) \left( P_s + \frac{1}{2} \rho |U|^2 \right) \right] dS}{\Delta l_{2-1}} - \frac{\int_{s_1} \left[ (U \cdot \vec{n}) \left( P_s + \frac{1}{2} \rho |U|^2 \right) \right] dS}{\Delta l_{2-1}} \tag{4}$$

식 (3)은 단면을 통과하는 에너지 플럭스를 식 (4)는 두 단면 사이의 에너지 손실을 나타낸다. Fig. 6은 식 (3)와 식 (4)을 이용하여 계산한 파이프의 길이에 따른 에너지 플럭스의 분포와 에너지의 손실을 보여준다. Fig. 6(b)에서 1번~7번 inlet 부분의 에너지손실이 큰 것을 정량적으로 확인하였다.

##### 4.2 개선 모델

Fig. 7(a)에서 에너지 손실이 크게 발생한 단면의 에너지 플럭스 분포를 도시하였다. inlet 구간에서 에너지 플럭스가 음수인 두 영역이 식별되었으며 이 구간을 R<sub>1</sub>과 R<sub>2</sub>로 명명하였다. Bates et al.<sup>(11)</sup>은 곡률이 파이프

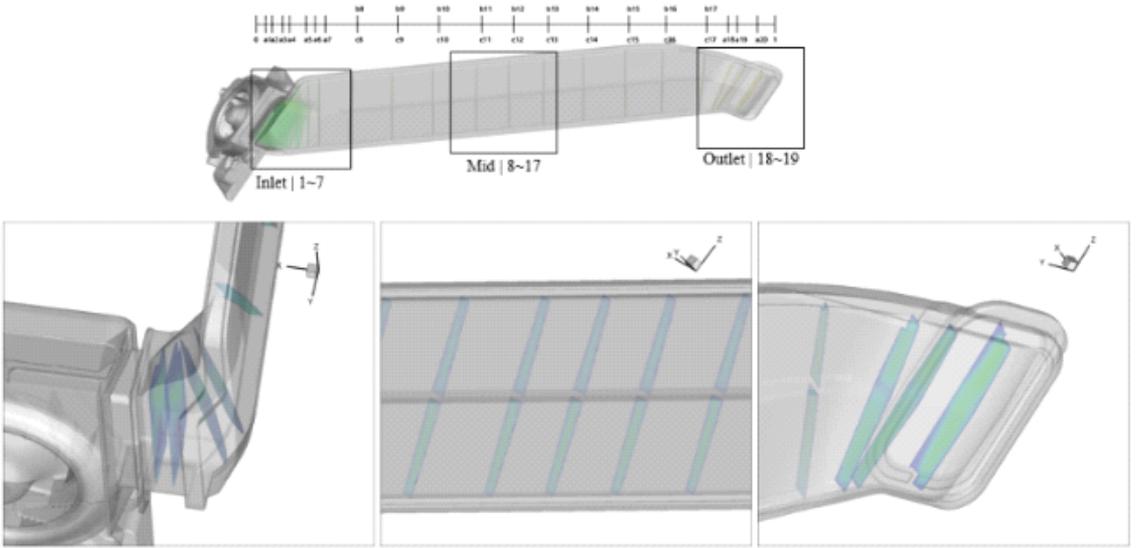


Fig. 5 Cross-sectional monitoring planes along the pipe

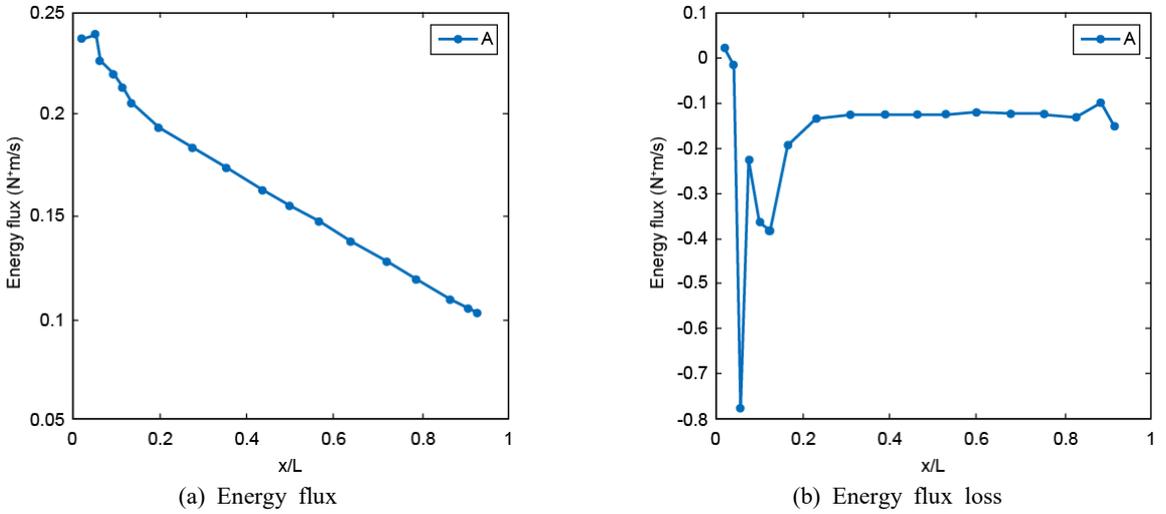


Fig. 6 Numerical results for energy loss of fan-driven flow inside pipe

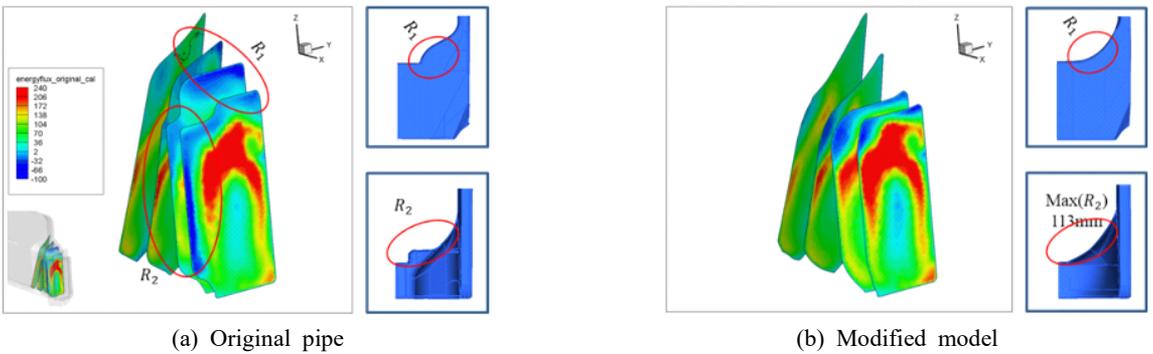


Fig. 7 Energy flux contours on cross-sectional planes of original pipe(a) and modified model(b)

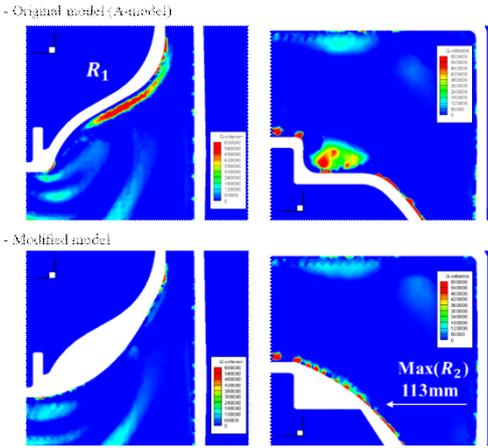


Fig. 8 Comparison of the Q-criterion contours between original and modified models.

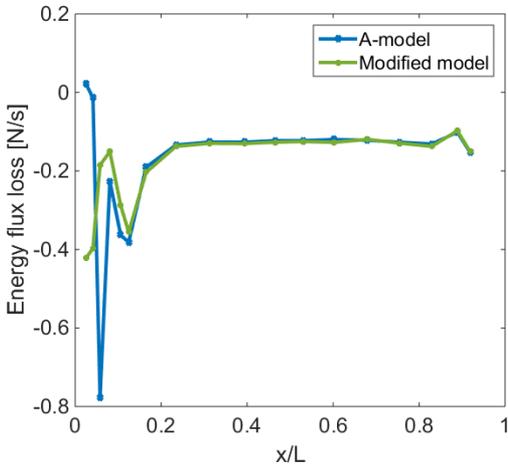


Fig. 9 Comparison of energy flux loss of fan-driven flow along pipe between original and modified models

내부유동에 미치는 영향을 연구하였으며 곡률이 낮을수록 내부 에너지 손실이 최소화된다는 연구를 하였다. 이 결과에 기초하여,  $R_1$ 과  $R_2$  구간을 개선하였으며 Fig. 7(b)에 도시된 바와 같이 변형된 형상을 제시하였다. 원래 모델에서 관찰된 음의 영역은 수정된 모델에서 상당히 감소한 것으로 나타난다. Fig. 8은 와류를 나타내는 대표적인 인자인 Q-criterion<sup>(12)</sup>의 분포를 비교한 것이다. 응집된 와류 구간이 변형된 모델에서 감소함을 알 수 있다. 또한, Fig. 9는 파이프 길이에 따른 에너지 플럭스의 분포를 정량적으로 비교한 것으로, 개선 구간에서 수정된 모델의 에너지 손실이 현저하게 감소

함을 보여준다.

### 5. 결 론

이 연구에서는 제빙용 원심팬에 의한 파이프 내의 유동 및 소음성능을 연구하였다. 첫째, 전산유체역학을 이용하여 가상의 팬테스터를 개발하였다. 가상의 팬테스터를 이용하여 P-Q 곡선과 음압 레벨을 예측하고 실험을 통해 측정된 P-Q 곡선과 음압 레벨의 값을 비교함으로써 수치해석방법의 유효성을 확인하였다. 파이프가 소음성능에는 크게 영향을 주지 않는다는 결과를 기초로, 파이프 요소들의 유동 성능을 에너지 플럭스를 사용하여 평가하였다. 이를 기초로 에너지 손실이 최대가 되는 파이프의 구간을 식별하고 단면에서 에너지 플럭스의 분포를 분석함으로써 그 원인을 제시하였으며, 이 결과를 토대로 곡선 구간을 개선시킨 설계안을 제안하였다. 그 결과, 내부유동의 에너지 손실과 와류가 감소되었고, 파이프 시스템의 유량은 약 1.1% 증가했다. 원칙적으로 개선된 유량성능을 가지는 시스템의 회전속도를 기존 모델과 동일한 유량을 가지도록 감소시킴으로써 회전 속도의 5계급~6계급에 비례하는 것으로 알려진 팬 음향파위레벨을 감소시킬 수 있다. 이 논문에서 제시한 방법론의 범용성을 고려할 때, 내부유동의 성능을 개선하는 방법으로 일반적으로 적용할 수 있을 것으로 판단된다. 또한, 팬 단독 성능향상에 중점을 두었던 선행연구와 달리 실제 복잡한 형상을 갖는 파이프의 형상까지 고려하였기 때문에 전체 팬-파이프 시스템을 고려한 설계 가이드로 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

### 후 기

이 논문은 2018년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2016R1D1A1A09918456).

### References

(1) Lee, S., Heo, S. and Cheong, C., 2010, Prediction and Reduction of Internal Blade-passing Frequency Noise of the Centrifugal Fan in a Refrigerator, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 6, pp. 1129~1141.  
 (2) Lee, S., Heo, S., Cheong, C., Kim, S. and Seo,

M.-Y., 2009, Computation of Internal BPF Noise of Axial Circulating Fan in Refrigerators, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 5, pp. 454~461.

(3) Heo, S., Cheong, C. and Kim, T.-H., 2011, Development of Low-noise Centrifugal Fans for a Refrigerator Using Inclined S-shaped Trailing Edge, International Journal of Refrigerator, Vol. 34, No. 8, pp. 2076~2091.

(4) Shin, D., Heo, S., Cheong C., Kim, T.-H. and Jung, J., 2015, Optimization of Centrifugal Fan Blades for High-performance/low-noise Using Response Surface Method, Proceedings of the KSME Annual Fall Conference, pp. 77~81.

(5) Shin, D., Ryu, S.-Y., Cheong, C., Kim, T.-H. and Jung, J., 2016, Development of High-performance/low-noise Centrifugal Fan Circulating Cold Air Inside a Household Refrigerator by Reduction of Vortex Flow, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp. 428~435.

(6) Heo, S., Kim, D. and Cheong, C., 2014, Analysis of Relative Contributions of Tonal Noise Sources in Volute Tongue Region of a Centrifugal Fan, The Journal of the Acoustical Society of Korea, Vol. 33, No. 1, pp. 40~47.

(7) Heo, S., Ha, M., Kim, T.-H. and Cheong, C., 2015, Development of High-performance and Low-noise Axial-flow Fan Units in Their Local Operating Region, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 29, No. 9, pp. 3653~3662.

(8) Air Movement and Control Association, Inc., 1985, Laboratory Method of Testing Fans Rating: An American National Standard, Publication 210.

(9) Bleier, F. P., 1997, Fan Handbook: Selection, Application and Design, McGraw-Hill, New York.

(10) Shao, L., 1995, Accuracy of CFD for Predicting Pressure Losses in HVAC Duct Fittings, Applied Energy, Vol. 51, No. 3, pp. 233~248.

(11) Bates, A. J., Cetto, R., Doorly, D. J., Schroter, R. C., Tolley, N. S. and Comeford, A., 2016, The Effects of Curvature and Constriction on Airflow and Energy Loss in Pathological Tracheas, Respiratory Physiology & Neurobiology, Vol. 234, pp. 69~78.

(12) Holmén, V., 2012, Methods for Vortex Identification, Master's Thesis, Lund University, Sweden.



**Mijeong Shin** received B.S. degrees in Department of Naval Architecture and Marine System Engineering from Pukyung National University in 2017. She is in the master's course in Pusan National University. Her current research interests are flow and noise performance of flow system.



**Cheolung Cheong** received his B.S. in Aerospace Engineering from Seoul National University in 1997. He received his M.S. and Ph.D. degree in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in 1999 and 2003. He is now an professor at School of Mechanical Engineering at Pusan National University in Busan, Rep. of Korea. His current research interests include fan noise, pipe flow noise, wind noise of high speed vehicles, underwater propeller noise, cavitation noise, and computational aero-acoustics.



**Tae-hoon Kim** received his B.S. degree from Changwon University in 2003, M.S. degree from Pusan National University in 2005, Ph.D degree from Pusan National University in 2018. He is currently a Principal Researcher at LG Electronics Co., Changwon, Korea since 2005.



**Junhyo Koo** received his B.S. degree from Pusan National University in 2008 and M.S. degree from Pusan National University in 2010, respectively. He is currently a Senior Researcher at LG Electronics Co., Changwon, Korea.

# 발전용 보일러 후부 전열면의 공진 분석

## Resonant Vibration Analysis of Back-pass Heat Surface in the Power Plant Boiler

노 선 만\* · 장 재 덕\*\* · 김 원 진†  
Seon Man Roh\*, Jae Duk Jang\*\* and Won Jin Kim†

(Received July 19, 2018 ; Revised October 23, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

**Key Words** : Vibration of Back-pass Heat Surface(후부전열면의 진동), Acoustical Resonance(음향공진), Acoustical Baffle(음향배플)

### ABSTRACT

The resonant vibration around the economizer of boiler is investigated and the effect of acoustic baffles is estimated through acoustic analysis. From the results of vibration and noise measurement, it is illustrated that the high vibration levels of the boiler are caused by the acoustic resonance, because the airborne noise is more dominant than the structure borne noise. In the calculation of vortex and acoustic resonance frequencies considering gas condition, the resonance is predicted to be caused by the vortex frequency of tube exciting the third acoustical mode of the internal space. In the acoustic analysis, it can be seen that the resonance is due to the third global acoustic mode and the acoustic mode can be changed to the local mode by installing the baffles. Consequently, the acoustic baffles are needed to be installed in order to prevent acoustic resonance around the boiler economizer.

### 1. 서 론

발전용으로 사용되는 보일러는 연료의 연소열을 이용하여 관 내부의 물을 가열하므로 고온, 고압의 증기를 발생시키는 장치이다. 보일러는 드럼과 같은 밀폐된 압력 용기와 무수히 많은 관로 구성되어 있는 수관형이다. 연소가스 유동에 따른 보일러에서의 진동은 연소가스가 관을 수직방향으로 흘러갈 때 주기적인 와류(vortex shedding)에 의해 발생된다<sup>(1,2)</sup>. 이는 연소가스가 튜브에 저항을 받음으로서 흐름이 불안정해지고, 튜브후류에서 와류가 생성되기 때문이다. 튜브후

류에 발생하는 주기적인 흐름을 와류주파수라고 한다. 와류주파수와 구조물의 고유진동수가 일치할 때 큰 진동이 발생하며 보일러, 철탑, 연돌과 같은 철 구조물 설계에서 반드시 고려해야 한다. 보일러 후부 전열면(back-pass)에 배치된 절탄기는 전열관군을 이루고 있으며, 보일러 내부에서 연소된 고온의 가스가 흐르게 된다. 유동유발 진동이 발생하며 이렇게 발생하는 공진은 전열면에 배치된 절탄기 튜브가 노후된 경우에는 절손, 파열 등 손상의 원인으로 작용될 수 있다<sup>(3)</sup>.

이 연구에서는 보일러의 정상 및 부하상승 운전조건에서 발생하는 진동 및 소음의 공진현상을 측정하고, 주파수 스펙트럼과 주요 주파수성분을 분석하였

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

\* Dept. of Mechatronics, Keimyung University

\*\* Dept. of Mechanical Engineering, Myungji University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

다. 그리고 해당 가스 유동조건에서 와류주파수와 음향 공진주파수를 계산하고, 음향모드 해석을 통하여 음향 공진주파수 및 음향모드를 도출하여 공진현상과 그 원인을 분석하였다. 마지막으로 부하상승 운전조건에서 보일러 진동의 원인을 분석하고, 음향공진에 대한 대책을 수립하였다.

### 2. 보일러의 진동 측정 분석

보일러의 진동이 정상운전 상태에서는 진동이 낮은 레벨이나 유지보수를 위한 정지 상태에서 부하를 상승시키면서 진동을 측정했을 때 80% 정도의 부하에서 가스 온도, 유속 조건이 공진을 발생하므로 매우 큰 진동 레벨을 나타낸다. 이 이유는 보일러 내부의 특히 Fig. 1에서와 같이 보일러 후부 전열면, 과열기(superheater) 아래에 설치된 절탄기(economizer) 주변에서 진동레벨이

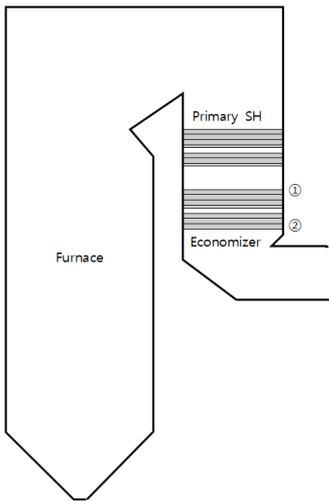
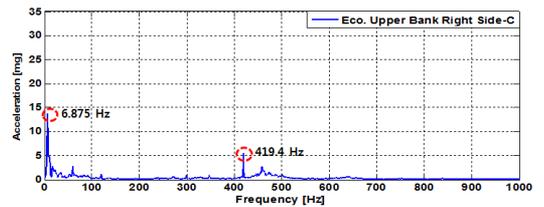


Fig. 1 Vibration measurement points of boiler

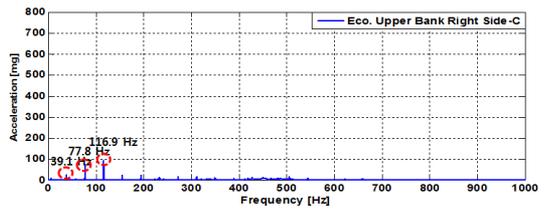
Table 1 Vibration levels of boiler wall at economizer

①	Economizer upper bank [mG]		
	Point 1	Point 2	Point 3
Normal	20.3	26.7	27.9
Abnormal	210	189	486
②	Economizer lower bank [mG]		
	Point 1	Point 2	Point 3
Normal	26	31.1	6.1
Abnormal	892	359	224

상대적으로 높게 발생하므로 절탄기 상부 ①점의 후부 벽면 3지점, 하부 ②점의 후부 벽면 3지점에서 진동을 측정하였다. 그리고 ①점에서 보일러 벽면에서 1 m 거리에 마이크로폰을 설치하여 음압을 측정하였다. Table 1에서 보면 진동이 발생하지 않는 정상상태에서는 진동레벨이 절탄기에서 20 mG ~ 30 mG 수준이나 진동발생 이상상태에서는 190 mG ~ 890 mG로 매우 높게 나타난다. Fig. 2의 진동상태에서 스펙트럼을 보면 39.1 Hz와 고차 조화성분이 주요 주파수성분이다. 이러한 진동현상은 관의 외부 가스유동에 의한 와류주파수에 의해서

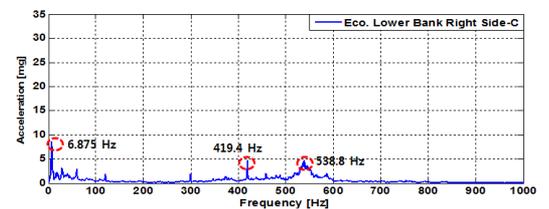


(a) Normal condition

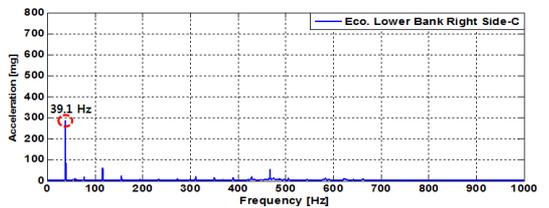


(b) Vibration condition

Fig. 2 Vibration spectrums of boiler wall at economizer upper bank



(a) Normal condition



(b) Vibration condition

Fig. 3 Vibration spectrums of boiler wall at economizer lower bank

가진되고, 후부 전열면 내부의 음향공진이 원인인 것으로 알려져 있다<sup>4)</sup>. 음향공진이 원인이라는 것을 규명하기 위하여 Fig. 4에서와 같이 소음 스펙트럼을 분석한다. 정상상태에서는 418.8 Hz의 성분이 상대적으로 크게 나타나고 70 dBA, 진동상태에서는 소음도 진동과 같은 성분인 39.1 Hz가 77 dBA로 나타난다. 만약에 음향공진이 아닌 구조적인 공진에 의한 소음이라고 가정하면 보일러 벽면의 진동자료를 이용하여 다음과 같이 근사적으로 소음레벨(A, dB)을 계산할 수 있다.

$$A = 10 \log \frac{\rho c a^2}{I_0 \omega^2} \quad (1)$$

여기서  $\rho$ 는 공기밀도,  $c$ 는 음속,  $a$ 는 벽면의 가속도,  $\omega$ 는 각주파수,  $I_0$ 는 최소가청음의 세기이다. 소음측정 위치에서 벽면 가속도의 주파수 39.1 Hz와 가속도 레벨 189 mG를 식 (1)에 대입하여 구조적 고체음(structural borne noise)에 의한 소음레벨을 계산하고, 청감보정을 하면 63.4 dBA 정도로 매우 낮은 수준이다. 따라서 보일러 외부 소음으로 전달되는 것은 고체음보다 기체음 (air borne noise)이 유세하고, 내부의 음향공진에 의하여 벽면의 진동이 발생하는 것으로 판단된다.

### 3. 와류주파수 및 음향 공진주파수

유체가 균일하게 흐르는 통로에 일정한 모양의 물체를 놓으면 칼만 와류(Karman vortex)가 발생하게

된다. 이때 칼만 와류의 발생 주파수( $f_s$ )와 유속과의 관계는 식 (2)와 같다.

$$f_s = \frac{Sv}{d} \quad (2)$$

여기서  $v$  유동속도,  $d$ 는 관의 지름,  $S$ 는 스트로할수(Strouhal number)이다. 보일러 내부는 전열관군을 형성하고 있으며, 전열관군의 유동에 의한 비정상 유동특성에서는 단일관의 와류주파수보다 절반 수준의 가진주파수가 나타난다<sup>3)</sup>. 한편 주어진 공간(cavity) 내의 음향 공진주파수는 식 (3)과 같이 계산된다.

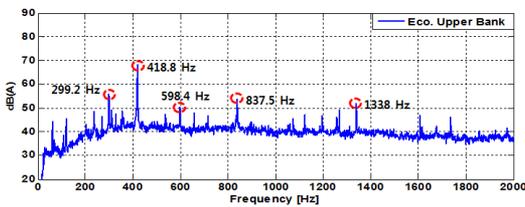
$$f_r = \frac{kc}{2L} \quad (3)$$

여기서  $k$ 는 정수, 1, 2, 3 ...  $n$ ,  $c$ 는 음속(m/s),  $L$ 은 보일러 내부 공간의 길이(m)이다. 음향 공진주파수 계산을 위한 온도에 따른 음속은 다음 식에 의해 계산된다.

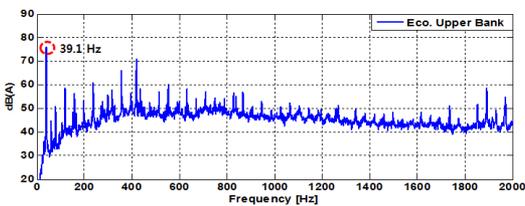
$$c = c_o \sqrt{1 + \alpha t} \quad (4)$$

여기서 가스의 열팽창계수( $\alpha$ )는 0.003672, 0 °C에서의 가스의 음속( $C_o$ )은 300 m/s,  $t$ 는 가스 온도(°C)스트로할수는 0.26(0.22 ~ 0.31)로 가정한다.

Table 2의 가스의 온도 및 속도, 관의 지름, 음속, 보일러 내부치수 자료를 이용하여 와류주파수를 계산하고 Table 3에 정리하였다. Table 3의 결과에서 가진 주파수는 절탄기의 입출구에서 48 Hz ~ 83 Hz 범위가



(a) Normal condition



(b) Vibration condition

Fig. 4 Acoustic noise spectrums of boiler wall at economizer upper bank

Table 2 Data for calculation of Vortex and resonance frequencies

Position	Gas temp. [°C]	Velocity [m/s]	Sound speed [m/s]	Dia. of tube [m]	Back-pass dimension [m]	
					Width	Depth
Economizer inlet	511	13.6	508.8	0.0508	18.2	9.75
Economizer outlet	367	11.1	459.7	0.0508	18.2	9.75

Table 3 Vortex and resonance frequencies in the boiler

Position	Vortex freq. [Hz]	Resonance frequency [Hz]					
			Width		Depth		
			1st	High orders	1st	High orders	
Economizer inlet	59 ~ 83	14.0	42.0 (3th)	56.0 (4th)	26.1	52.2 (2th)	78.2 (3th)
Economizer outlet	48 ~ 68	12.7	38.0 (3th)	56.6 (4th)	23.6	47.1 (2th)	70.7 (3th)

며, 이는 단일관에 대한 계산이고 실제 보일러 내부는 관군을 형성하므로 상대적으로 저주파에서 가진된다. 와류주파수의 1/2 주파수를 고려하면 가진주파수가 문제의 주파수 39.1 Hz를 포함하는 24 Hz ~ 41.5 Hz 범위이다. 그리고 보일러 내부의 음향 1차 공진주파수는 폭방향으로 14.0 Hz, 12.7 Hz, 깊이방향으로 26.1 Hz, 23.6 Hz 값을 갖는다. 폭방향의 3차 공진주파수가 38 Hz로 문제주파수 39.1 Hz와 유사함을 알 수 있다. 이상의 결과를 종합해보면 보일러에서 진동주파수가 39.1 Hz인 매우 심각한 공진현상이 발생하고 있으며, 계산된 자료를 분석하면 보일러 내부의 관군 주변에서 발생하는 와류주파수가 내부 공간의 3차 공진주파수를 가진하여 나타나는 현상으로 예측된다. 따라서 내부 공간의 3차 음향공진을 회피하기 위해서 음향 배플(baffle)의 설치가 필요하다<sup>(5,6)</sup>.

#### 4. 보일러 내부의 음향모드 해석

보일러 내부 공간의 음향공진 현상과 음향 배플의 효과를 분석하기 위하여 음향 배플이 설치되지 않은 경우와 설치된 경우의 두 가지 모델을 대상으로 ANSYS를 이용하여 음향모드 해석을 수행하였다<sup>(7)</sup>. 후부 전열면 측의 보일러 내부는 과열기와 절탄기로 구성된 구조로써 폭과 깊이는 18.16 m, 9.75 m이고, 높이는 11.64 m이다. 그리고 내부에는 0.0508 m 지름인 수많은 튜브가 수평방향으로 조밀하게 배열되어 있다. 만약 튜브들을 상세히 모델링하면 전체 유한요소 해석모델의 요소수가 커져서 해석수행에 어려움이 발생하므로 Fig. 5에서와 같이 튜브의 전체체적과 동일한 체적의 등가 튜브를 사용하여 등가 해석모델을 구성하였다. Fig. 5에서와 같이 절탄기 부분에 두께가 3 mm인 음향 배플을 5개를 설치하고, 배플 간격은 서로 다른 공진주파수를 갖도록 다르게 설정하였다. 배플의 강철 재료이

며, 경계조건은 강체판이 고정된 것으로 가정하였다. 음향모드 해석은 내부공간을 대상으로 하고, 범용 유한요소해석 프로그램을 사용하였다. Fig. 6은 내부 공간의 유한요소모델을 나타낸 것이다. 음향해석의 주파수 범위는 주요 공진주파수를 포함하는 0 Hz ~ 200 Hz로 설정하였다. 음향모드 해석에서 유한요소의 크기는 파장( $\lambda$ )의 1/6 이하가 되어야 해석결과와 신뢰성을 가진다. 식 (5)에서 367 °C일 때의 음속( $c$ )은 459.7 m/s이다. 그리고 주파수( $f$ )는 200 Hz이므로 파장의 길이는 2.3 m가 된다. 따라서 음향모드 해석에 사용할 수 있는 최대 요소의 크기는 0.38 m이며, 여기서는 0.2 m의 요소 크기를 사용하였다.

$$\lambda = \frac{c}{f} \tag{5}$$

유한요소모델에 사용된 요소는 사면체 요소(tetrahedral element)를 사용하고, 총 절점수(node number)는 622 567개이며, 총 요소수(element number)는 390 915

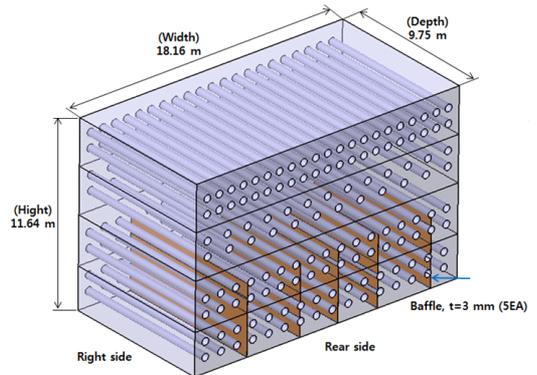


Fig. 5 Equivalent model of back-pass

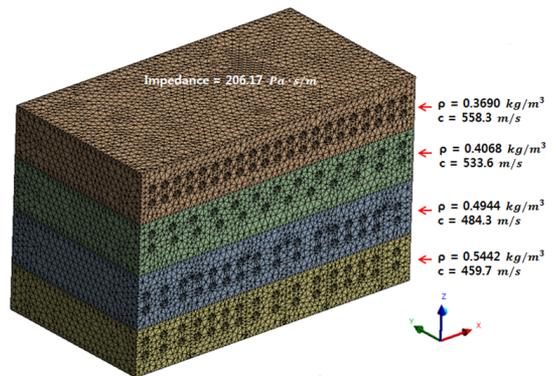


Fig. 6 Finite element model of back-pass

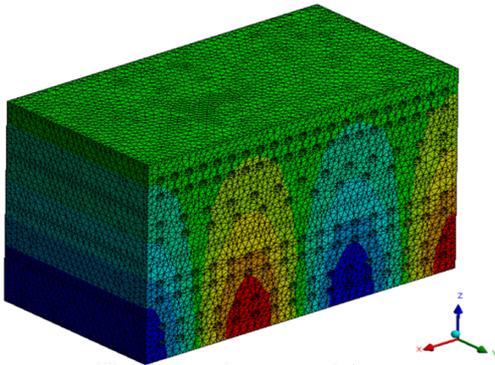
Table 4 Gas conditions at primary superheater and economizer

Position	PSH upper bank	PSH lower bank	Eco. upper bank	Eco. lower bank
Temperature (°C)	671	591	439	367
Density (kg/m <sup>3</sup> )	0.3690	0.4068	0.4944	0.5442
Sound speed(m/s)	558.3	533.6	484.3	459.7

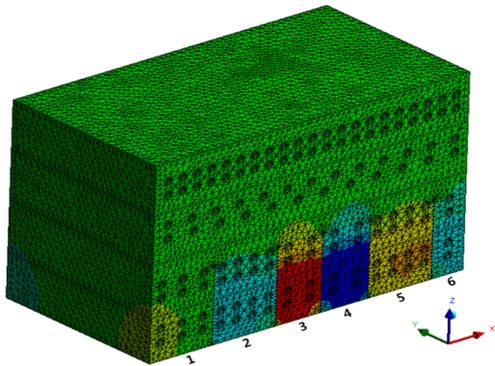
개이다. 음향모드 해석에서 Table 4에 나타낸 내부 가스의 밀도와 음속을 사용하고, Fig. 6에서와 같이 네 부분으로 구분하여 모델링하였다. 경계조건은 상부면에는 무반사단을 고려하기 위해 임피던스(impedance,  $\rho c = 206.17 \text{ Pa} \cdot \text{s/m}$ ) 조건, 상부면을 제외한 모든 면에는 반사단 조건을 주었다. 음향모드 해석에서 배플이 설치되지 않은 모델의 폭방향 음향모드는 고유진동수를 15.7 Hz, 27.2 Hz, 39.3 Hz, 51.0 Hz, 깊이방향 음향모드는 26.7 Hz 갖는 것으로 확인되었다. Fig. 7(a)는 폭방향 3번째 음향모드로 보일러의 문제 진동주파

수 39.1 Hz와 거의 일치하고, 보일러의 내부 공간 전체를 가진하는 총체적 모드(global mode)임을 알 수 있다. 따라서 보일러 진동은 해당 음향모드의 공진에 의해 발생하는 것으로 판단된다. 배플이 설치된 모델의 폭방향 음향모드는 고유진동수를 12 Hz, 19.7 Hz, 24.7 Hz, 28.4 Hz, 31.5 Hz, 37.1 Hz, 39.6 Hz, 깊이방향 음향모드는 배플 설치전과 마찬가지로 26.7 Hz 갖는 것으로 확인되었다. 그리고 배플의 설치에 따라 폭방향 음향모드 개수가 약 2배 증가하였다. 그리고 폭방향 음향모드 28.4 Hz, 31.5 Hz, 37.1 Hz, 39.6 Hz는 계산된 와류주파수의 1/2 주파수 범위(24 Hz~41.5 Hz)에 포함되지만, Fig. 7(b)에서 알 수 있듯이 음향 배플 사이에서 음압이 변화하는 국부적 모드(local mode)로 전체 공진에는 큰 영향을 주지 않는다. 즉 보일러의 내부 공간 전체 모드가 아닌 음향배플 사이에서 발생하는 국부적 모드이다.

Fig. 8은 보일러 내부에 음향 배플을 설치한 후의 절탄기 하부에서 진동 스펙트럼을 나타낸 것으로 39.1 Hz의 공진은 나타나지 않고, 진동레벨이 10 mG이하로 낮게 나타난다.



(a) 39.3 Hz mode without baffles



(b) 39.6 Hz mode with baffles

Fig. 7 Acoustical modes of back-pass

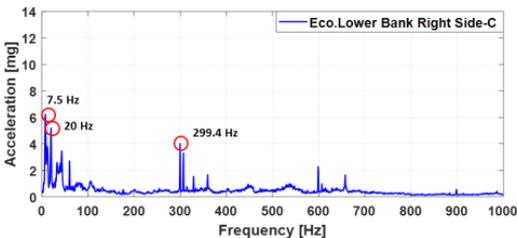


Fig. 8 Vibration spectrums of boiler with acoustical baffles

## 5. 결 론

보일러의 절탄기 주변에서 발생하는 공진현상을 규명하고 음향해석을 통하여 음향 배플의 효과를 검토하였다. 도출된 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 진동과 소음을 측정 분석한 결과에서 보일러 공진현상은 구조적 진동에 의한 고체음보다 기체음이 유세하고, 내부의 음향공진에 의한 것으로 판단된다.
- (2) 가스조건을 고려한 와류주파수 및 음향 공진주파수 계산에서 공진현상은 보일러 내부의 관군 주변에서 발생하는 와류주파수가 내부 공간의 3차 공진주파수를 가진하여 나타나는 것으로 예측된다.
- (3) 배플의 설치 유무에 따른 음향해석에서 공진현상은 보일러 공간의 폭방향 3차 총체적 음향모드에 의해서 발생되며, 배플을 설치하므로 음향모드를 국부적 모드로 변경할 수 있음을 알 수 있다.

결론적으로 보일러 절탄기 주변에서의 음향공진을 방지하기 위해서는 절탄기 측에 음향 배플을 추가하는 대책이 필요하다.

## Reference

- (1) Bang, K. B., Kim, C. H., Ju, Y. H. and Byun, H. H., 2000, A Case Study on the Vibration and Noise by Acoustic Resonance in the Tube Bank of a Boiler of 75MW Power Plant, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 150~155.
- (2) Kim, C. H. and Ju, Y. H., 2003, A Study on the Vibration Phenomena of the Duct-fan Systems in Fossil Fueled Boilers: Inlet Vortex Induced Excessive Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 3, pp. 194~201.
- (3) Ha, J. S. and Lee, B. Y., 2015, A Study on the Characteristics of Lift Fluctuation Power Spectral Density in a Heat Exchanger Tube Array, Journal of the Korea Academia-industrial cooperation Society, Vol. 16, No. 10, pp. 6641~6646.
- (4) Bang, K. B. and Kim, C. H., 2004, Acoustic Resonance by Inserting Anti-noise Baffle in the Tube Bank of Boiler of a Large Fossil Power Plant, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 178~183.
- (5) Lee, G. S., Lee, T. H., Moon, S. J. and Lee, J. H., 2008, A Case Study on the Reduction and Examination for Noise and Vibration of Backpass Heat Surface in the Power Plant Boiler, Proceedings of the 5th National Congress on Fluids Engineering, pp. 642~547.
- (6) Park, E. K., Song, K. B., Kim, W. H. and Joo, W. H., 2011, A Study on the Reduction of Noise and Vibration by Acoustic Resonance in the Tube Bank of a Circulating Fluidized Bed Combustion Boiler, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 101~106.
- (7) Ahn, S. J., Ju, Y. H. and Kim, C. H., 2012, FEM Acoustic Modal Analysis Due to Location of Acoustic Baffles to Avoid Acoustic Resonance in the Tube Bank of

Boiler for Power Plant, Proceeding of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 150~154.



**Seon Man Roh** received Ph.D. degree of Mechanical Engineering from Keimyung University in 2018. He has been working at Korea South-East Power Co.(KOSEP) since 1984. And he is also an adjunct professor at Gyeong-gi College of Science Technology, Korea. His research interest is the estimation of the reliability of equipment by noise and vibration studies such as AE.



**Jae Duk Jang** received Ph.D. degree in Mechanical Engineering from Keimyung University in 2014. He is currently a professor with the Department of Mechanical Engineering at myongji University, Korea. His research interest includes Automatic Engineering, Torsional Vibration Isolation Damper in Automotive Transmissions, Development of Lock-up Clutch of Torque Converters.



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

# 초음파 센서의 혼 가이드 형상에 따른 음향 지향성

## Acoustic Directivity of an Ultrasonic Sensor Depending on Horn Guide Shape

임 성 구\* · 김 진 오†  
Sung Gu Lim\* and Jin Oh Kim†

(Received August 1, 2018 ; Revised September 30, 2018 ; Accepted October 23, 2018)

**Key Words** : Ultrasonic(초음파), Sensor(센서), Directivity(지향성), Horn(혼), Shape(형상)

### ABSTRACT

This study addressed horn guides attached to an ultrasonic sensor to improve acoustic directivity. Because an ultrasonic sensor with better directivity can measure longer distances, it is necessary to study methods of improving directivity by attaching a horn guide. We analyzed the acoustic characteristics of an ultrasonic sensor with a horn guide of various shapes by the finite element method in order to observe the acoustic directivity depending on the horn guide shape. We considered conical, exponential, and parabolic horns as well as the hornless case and examined the directional sound pressure distribution at a certain distance from the exciting point of the sensor and sound pressure magnitude along the axial direction. Experiments were performed to verify the analysis results. We used ultrasonic sensors attached with a horn guide to transmit ultrasonic waves and to measure the sound pressure of ultrasonic waves reflected from a plane. The results of finite element analysis and experiments consistently demonstrate the directivity appeared in the order of conical, exponential, and parabolic horns, followed by the hornless case. We observed that the conical horn has the best directivity.

### 1. 서 론

초음파 센서는 장애물 감지 또는 거리측정에 사용되고 있다. 가령, 자동차의 주차보조 및 산업용 수위 계측에 사용되며, 이동로봇이나 드론에서 장애물 탐지에 적용된다<sup>(1)</sup>. 거리측정용 초음파 센서에서 지향성이 좋을수록 측정할 수 있는 거리범위가 길다<sup>(2)</sup>. 따라서 지향성을 향상시키는 방안이 필요하며, 그 일환으로 혼 가이드를 부착함에 있어서 혼 설계가 필요하다.

초음파 센서를 이용한 장애물 인식은 꾸준히 연구되는

주제이다<sup>(3)</sup>. 특히 최근에는 차량에서 주변 장애물을 감지하는 용도로 수요가 많아지고 있다<sup>(4)</sup>. 거리측정용 초음파 시스템에서 가이드를 적용하는 사례가 있는데<sup>(5,6)</sup>, 구체적인 설계 근거가 제시되어 있지 않다.

이 연구는 초음파 센서의 음향 지향성 향상을 위해, Fig. 1에 보인 바와 같이 초음파 센서에 부착하는 혼 가이드를 설계하기 위한 과정이다. 우선 혼 가이드 형상을 선정하기 위하여, 여러 형상의 혼 가이드가 부착된 초음파 센서의 음향 지향성을 비교하였다.

이 연구에서는 Fig. 2에 보인 큰 형상, 지수함수 형상 및 포물선 형상의 혼들과 혼이 없는 경우를 다루었

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

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

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

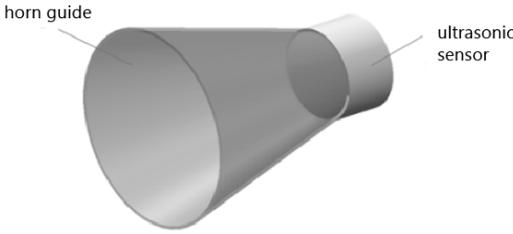


Fig. 1 Schematic diagram of a horn guide attached to an ultrasonic sensor

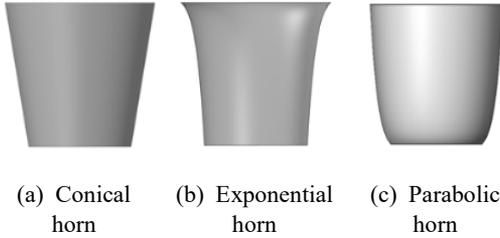


Fig. 2 Cross-sectional view of horn shapes

다. 혼 가이드의 목 부분에 배치되는 초음파 센서의 진동에 의해 생성되는 초음파가 혼 가이드를 거쳐 외부로 방사하여 형성하는 음압분포를 유한요소 해석으로 구하였다. 센서 진동부로부터 일정거리 떨어진 지점에서의 방향별 음압 분포로부터 지향성 지수를 산출하여 비교하였다. 또한 센서 진동부 중심 축방향 일정거리에서 음압 크기를 비교하였다. 실험을 하여 해석결과를 검증하였다.

2. 이론적 배경

초음파 지향성을 정량적으로 비교하기 위하여 음향학 이론<sup>(8)</sup>에서 음향특성 표현 변수들을 선정하였다.

2.1 지향성 인자 및 빔 패턴

원판 음원으로부터 일정거리에서 방향별 음압분포를 나타내는 지향성 인자(directionality factor)가 다음과 같이 정의된다<sup>(7)</sup>.

$$H(\theta) = \left| \frac{2J_1(ka \sin\theta)}{ka \sin\theta} \right| \tag{1}$$

여기서  $k$ 는 파동수,  $a$ 는 원판 반지름,  $J_1$ 은 1종 베셀 함수이다. 방향 각도  $\theta$ 의 기준은 중심축 방향이다.

지향성 인자를 방향별 dB 단위의 로그 스케일로 나

타낸다.

$$b(\theta) = 20 \log H(\theta) \tag{2}$$

이를 극좌표 형태의 그래프로 표현하면 빔 패턴<sup>(7)</sup>이 된다.

2.2 지향성 및 지향성 지수

음향 파워를 원하는 방향으로 집중시키는 정도를 보여주는 지향성(directionality)<sup>(7)</sup>은 다음과 같이 정의된다.

$$D = \frac{P_{ax}^2(r)}{P_s^2(r)} = \frac{4\pi}{\int_{4\pi} [H(\theta)]^2 d\Omega} \tag{3}$$

여기서  $P_{ax}$ 는 원판 축방향 음압,  $P_s$ 는 단순음원 음압이다. 또한  $d\Omega$ 는 입체각의 증분으로 축대칭 구면에서  $2\pi \sin\theta d\theta$ 이고,  $\theta$ 의 구간은 0부터  $\pi/2$ 까지이다. 유한요소 해석결과로부터 지향성을 계산할 때 식 (3)을 다음과 같이 이산화하여 사용한다.

$$D \approx \frac{4\pi}{\sum [H(\theta)]^2 (2\pi \sin\theta) \Delta\theta} \tag{4}$$

지향성 지수(directionality index)가 지향성  $D$ 로부터 다음과 같이 정의된다<sup>(7)</sup>.

$$DI = 10 \log D \tag{5}$$

3. 유한요소 해석

여러 형상의 혼에 의한 지향성을 비교하기 위해 유한요소 해석을 하였다. 상용 프로그램인 ANSYS를 사용하였고, 해석을 통해 음압분포를 구한 후 빔패턴, 지향성, 지향성 지수를 산출하였다.

3.1 해석모델

Fig. 2에 보인 세 가지 형상의 혼을 대상으로 모델링하였다. 혼의 치수를 Fig. 3과 같이 나타낼 때 큰 형상 혼의 경우 각도  $\alpha$ 를 10°로 설정하여, 혼의 목(throat) 지름  $\beta$ 를 14 mm, 입구(mouth) 지름  $\gamma$ 를 24.6 mm로 하였다.  $\beta$ 와  $\gamma$ 를 각각 혼 형상에 상관없이 같게 하였다. 혼의 목 지름은 아이에스테크놀로지주에서 제작되는 초음파 센서 지름과 동일하고, 혼의 각도는 MaxSonar社의 MB7076 모델에 따랐다.

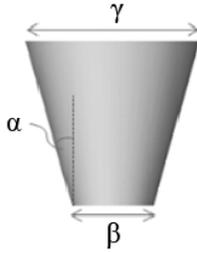


Fig. 3 Horn geometry

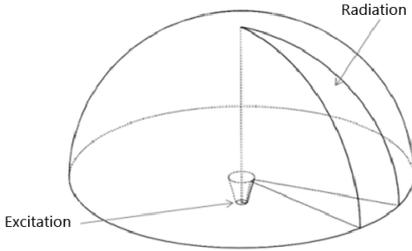


Fig. 4 Radiation condition

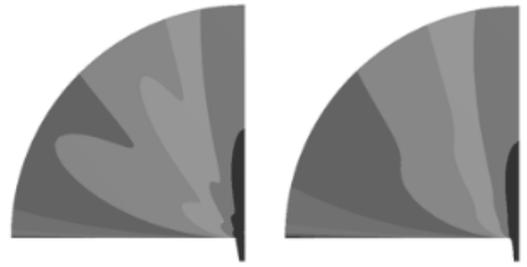
배플(baffle)된 초음파 센서에서 방사하여 전파하는 초음파를 해석하는 영역을 Fig. 4와 같이 반구로 설정하였다. 축대칭 상황이므로 실제 해석에서는 반구를 16등분한 영역을 대상으로 하였다. 혼의 목을 가진 주파수 40 kHz인 정현파 신호로 가진하였다. 음속이 343 m/s일 때 파장  $\lambda$ 는 8.58 mm이므로 요소크기는  $\lambda/8$  수준인 1 mm보다 작게 설정하였다. 가진부에 균일분포 가진과 종 모양 불균일분포 가진을 인가하되 가진 크기는 진동가속도 10 m/s<sup>2</sup>로 하였다.

3.2 해석결과

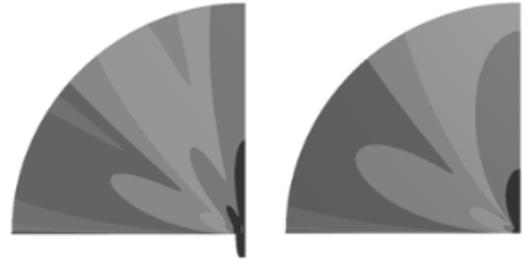
여러 형상의 혼에 대해 균일분포 가진에 의한 음압 레벨분포 해석결과를 Fig. 5에 나타내었다. 혼이 없는 경우보다 혼이 있는 경우의 주엽(main lobe)이 크며, 그 중 큰 형상 혼에서 중심축 음압레벨이 가장 크다. 불균일분포 가진에 의한 음압레벨분포 해석결과를 Fig. 6에 나타내었다. 이 결과는 균일분포 가진의 결과와 유사하다.

여러 형상 혼에 대해 음압을 Fig. 7에 축방향 거리별 그래프로 나타내었다. 가진부로부터 300 mm 지점에서 음압과 음압레벨을 Tables 1~2에 기재하였다. 축방향 음압의 크기가 큰 형상, 지수함수 형상, 포물선 형상 혼의 순서로 나타났다.

여러 형상 혼에 대해 빔패턴을 Fig. 8에 나타내었다.

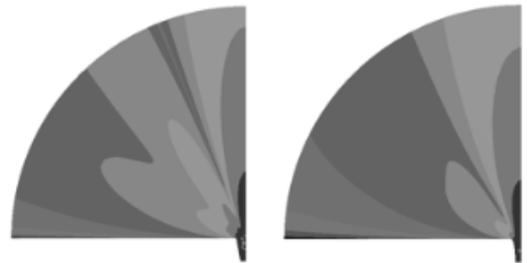


(a) Conical horn (b) Exponential horn

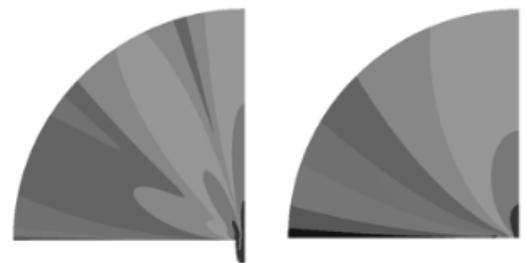


(c) Parabolic horn (d) No horn

Fig. 5 Sound pressure level distribution (uniform excitation)



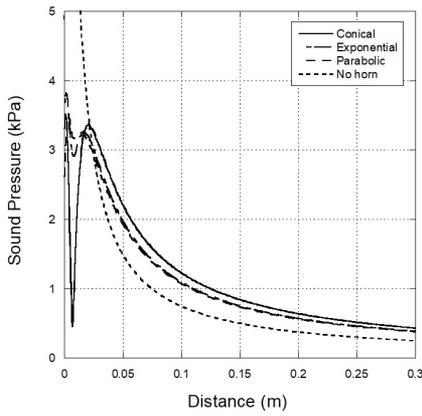
(a) Conical horn (b) Exponential horn



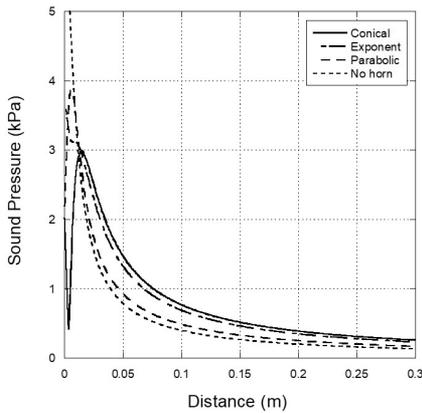
(c) Parabolic horn (d) No horn

Fig. 6 Sound pressure level distribution (non-uniform excitation)

이들의 지향성을 Table 3에 기재하였고 지향성 지수를 Table 4에 기재하였다. 음압의 경우와 마찬가지로 지향성 및 지향성 지수가 큰 형상, 지수함수 형상, 포물선 형상 혼의 순서로 나타났다.



(a) Uniform excitation



(b) Non-uniform excitation

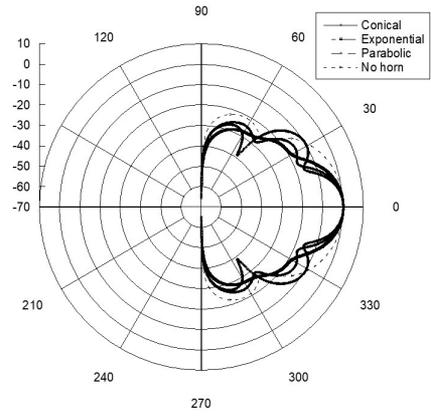
**Fig. 7** Sound pressure along the axial distance for various horns

**Table 1** Sound pressure and sound pressure level at 300 mm along the central axis (uniform excitation)

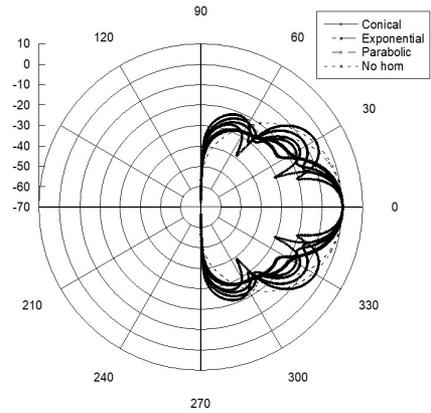
	Sound pressure (Pa)	Sound pressure level (dB)
Conical horn	430	144
Exponential horn	385	143
Parabolic horn	378	143
No horn	249	139

**Table 2** Sound pressure and sound pressure level at 300 mm along the central axis (non-uniform excitation)

	Sound pressure (Pa)	Sound pressure level (dB)
Conical horn	257	139
Exponential horn	232	138
Parabolic horn	168	136
No horn	133	133



(a) Uniform excitation



(b) Non-uniform excitation

**Fig. 8** Beam pattern for various horns

**Table 3** Acoustic directivity of ultrasound according to horn guide shape

	Directivity	
	Uniform excitation	Non-uniform excitation
Conical horn	38.6	37.4
Exponential horn	32.4	32.3
Parabolic horn	30.1	12.0
No horn	14.8	10.4

**Table 4** Acoustic directivity index of ultrasound according to horn guide shape

	Directivity	
	Uniform excitation	Non-uniform excitation
Conical horn	15.9	15.9
Exponential horn	15.1	15.1
Parabolic horn	14.8	15.6
No horn	11.7	10.2

### 4. 실험

유한요소 해석결과를 검증하기 위해 실험을 하였다. 혼 가이드가 부착된 초음파 센서를 사용하여 초음파를 송신하고, 수신되는 초음파의 음압을 측정하였다.

#### 4.1 실험장치

혼 가이드 시제품을 3D 프린터로 제작하였다. FDM (fused deposition modeling) 방식으로 제작한 혼과 그 단면도를 Fig. 9에 제시하였다. 지름 14 mm인 초음파 센서를 아이에스테크놀로지(주)에서 제작하여 실험에 사용하였다. 이러한 초음파 센서는 차량의 전·후방 감지용으로서 감지거리에 따라 구동주파수가 40 kHz ~ 60 kHz 수준이다. 실험에 사용된 초음파 센서의 고유 진동수는 40.7 kHz이다.

초음파 송수신 계측기 구성도를 Fig. 10에 나타냈다.

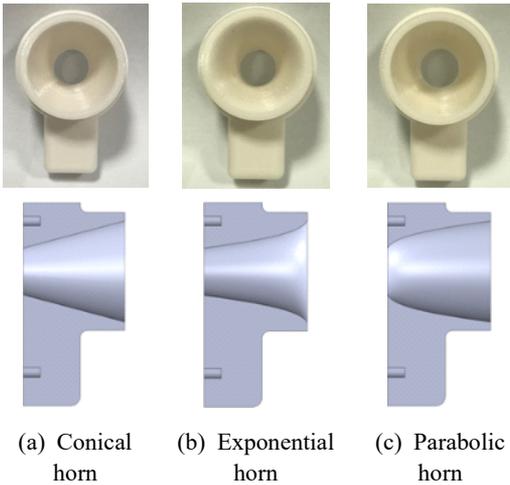


Fig. 9 Prototypes of horn guide



Fig. 10 Experimental devices

실험장치 실제 사진을 Fig. 11에 나타냈다.

신호 발생기(agilent 33120A)를 사용하여 전압크기 10 V<sub>p-p</sub>인 40 kHz 정현파를 생성하고, 고전압 증폭기 (eliezer HA400)로 증폭해서 초음파 센서를 가진하여 초음파를 송신하였다. 일정거리 전파한 초음파를 센서로 수신하여 오실로스코프(tektronix TDS 3012C)로 관찰하였다.

#### 4.2 실험결과

초음파 전파 거리는 300 mm로 하였다. 지면으로부터 500 mm 높이에서 실험하여 지면의 영향을 예방하였다. 여러 형상의 혼 가이드에서 송신된 초음파를 수신하여 출력크기를 측정하였다. 혼 가이드 형상에 따른 출력크기 비교를 위해 혼이 없는 경우를 기준으로 수신된 전압을 정규화하였다. 유한요소 해석결과와 함께 실험결과를 Table 5에 기재하였다. 실험결과 음압이 큰 형상, 지수함수 형상, 포물선 형상 혼의 순서이고

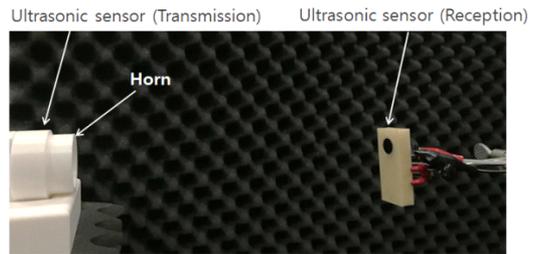


Fig. 11 Ultrasonic transmission and reception measurement

Table 5 Normalized sound pressure and voltage amplitude of ultrasound received at 300 mm

	FEM		Experiment
	Normalized sound pressure (uniform excitation)	Normalized sound pressure (non-uniform excitation)	Normalized voltage amplitude
Conical horn	1.73	1.93	2.40
Exponential horn	1.55	1.74	2.00
Parabolic horn	1.52	1.26	1.40
No horn	1.00	1.00	1.00

유한요소 해석에서 나타난 경향과 같다.

### 5. 결 론

이 논문은 혼 가이드 형상에 따른 초음파 센서의 지향성을 다루었다. 콘 형상 혼, 지수함수 형상 혼, 포물선 형상 혼을 선정하였다. 여러 형상의 혼에 대해 지향성을 유한요소 해석을 통해 비교하였다. 반구를 16등분한 영역을 해석모델로 삼았다.

해석결과를 검증하기 위해 음압 측정 실험을 하였다. 이를 위해 3D프린터로 혼 가이드 시제품을 제작하였고, 혼이 부착된 초음파 센서를 사용하여 초음파를 송신하고 일정거리에서 수신된 초음파의 음압을 측정하였다. 여러 형상의 혼에 대해 측방향 음압을 비교하였다.

유한요소 해석과 실험을 통해 초음파 센서에서 혼에 따른 지향성 크기가 콘 형상, 지수함수 형상, 포물선 형상 혼의 순서임을 확인하였다.

### 후 기

이 연구는 2017년도 산학연협력기술개발사업(C05 31965)의 지원에 의해 수행되었음.

### References

(1) Kim, J. O., 2000, Sensors and Actuators Using Ultrasound, Journal of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 5, pp. 723~728.  
 (2) 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.  
 (3) Yu, B., Kwon, S. and Kim, J., 2017, Development of Obstacle Recognition System Using Ultrasonic Sensor,

Journal of the Korea Industrial Information Systems Research, Vol. 22, No. 5, pp. 25~30.

(4) Jo, Y. S., 2013, Device for Detecting the Obstacles around the Vehicle and method thereof, Korea Patent Application 10-2013-0075794.

(5) Lee, J. L., 1997, Ultrasonic Waves and Its Usage, Sehwa, p. 114.

(6) Ju, X., Gu, L. and Dong, X., 2014, Application and Research of Ultrasonic Horn in Ultrasonic Ranging System, Sensors & Transducers, Vol. 170, No. 5, pp. 60~66.

(7) Kinsler, L. E., 1999, Fundamentals of Acoustics, 4th edition, Wiley, New York, pp. 171~193.



**Sung Gu Lim** received the B.S. degree in mechanical engineering from Soongsil University in 2014. Since 2017 as a graduate student at Soongsil, he has been working on ultrasonic sensors and wave propagation.



**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.

# EPS 완충재의 동탄성계수 및 두께에 따른 중량 바닥충격음 레벨 분석

## Analysis of Heavyweight Floor Impact Sound Level with Dynamic Stiffness and Thickness of EPS Type Resilient Materials

송국곤\* · 김용희\* · 류종관† · 김명준\*\*

Guk-Gon Song\*, Yong-Hee Kim\*, Jong-Kwan Ryu† and Myung-Jun Kim\*\*

(Received August 21, 2018 ; Revised September 30, 2018 ; Accepted September 30, 2018)

**Key Words** : Floor Impact Sound(바닥충격음), Resilient Material(완충재), Dynamic Stiffness(동탄성계수), Thickness(두께)

### ABSTRACT

This study investigated the relationship between dynamic stiffness, thickness, and heavy-weight floor-impact sound level for EPS resilient materials with  $10 \text{ MN/m}^3 \sim 30 \text{ MN/m}^3$  dynamic stiffness and  $10 \text{ mm} \sim 30 \text{ mm}$  thickness. As a result, the single-number quantity (SNQ) with a bang machine was  $52 \text{ dB} \sim 57 \text{ dB}$ , SNQ with rubber ball at  $1.0 \text{ m}$  height was  $48 \text{ dB} \sim 52 \text{ dB}$ , and SNQ with rubber ball at  $0.3 \text{ m}$  was  $43 \text{ dB} \sim 48 \text{ dB}$ . The relationship between dynamic stiffness and SNQ with bang machine was a negative correlation, and that with a rubber ball was a positive correlation. The floor impact sound level at  $63 \text{ Hz}$  showed a negative correlation with dynamic stiffness, and those at  $125 \text{ Hz}$  and  $250 \text{ Hz}$  showed positive correlations for all impact sources. The thickness of EPS resilient materials was negatively correlated with floor-impact sound level over  $125 \text{ Hz}$  for all impact sources. In addition, a design method of EPS resilient materials is discussed using a contour map of floor-impact sound level in terms of thickness and dynamic stiffness.

### 1. 서 론

국내 주거형태의 약 60%를 차지하고 있는 공동주택<sup>(1)</sup>은 인접 세대간에 바닥과 벽을 공유함으로 인해 세대간 소음에 취약한 특성을 갖고 있다. 특히 상하층 사이의 층간소음은 이웃간 분쟁뿐만 아니라 사회적 문제로 대두되고 있다. 환경부 이웃사이센터의 통계에 따르면 층간소음의 70% 이상이 보행에 의한 소음 및 아이들이 뛰는 소리 등 바닥충격음으로 조사되었다<sup>(2)</sup>.

바닥충격음을 저감시키기 위한 연구가 다방면으로 진행중에 있고, 대표적인 저감 방안으로 충격원의 특성을 변화시키는 표면완충공법, 바닥슬래브를 충격으로부터 진동하기 어렵게 만드는 중량·고강성 바닥공법, 진동 및 충격 에너지를 바닥 슬래브에 전달되지 않도록 하는 뜬바닥공법, 충격에 의해 슬래브로부터 방사되는 소리를 차단하는 2중천장공법 등이 있다<sup>(3)</sup>.

가격대비 성능 측면에서 가장 효율적인 방법인 뜬바닥 공법은 완충재의 동탄성계수와 바닥충격음 저감 성능 간의 상관관계가 높은 것으로 알려져 있다.

† Corresponding Author ; Member, School of Architecture, Chonnam National University

E-mail : jkryu@jnu.ac.kr

\* Member, Korea Conformity Laboratories

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

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

기존 연구에서 완충재의 동탄성계수를 측정하고 실험실에서 누름판(4,5)을 이용해 맨바닥 대비 바닥충격음 레벨 저감량을 측정한 결과, 동탄성계수가 낮을수록 완충재에 영향을 받는 경량 바닥충격음에 효과적인 것으로 나타났으며(4), 중량 바닥충격음에도 어느 정도 효과가 있는 것으로 나타났(5). 일부 주파수에서 결정계수가 낮지만 동탄성계수는 경량 바닥충격음뿐만 아니라 중량 바닥충격음 레벨 저감량과 상관성이 있고, 동탄성계수가 증가할수록 중량 바닥충격음 레벨도 증가하는 것으로 나타났다. 그러나 해당 연구에서는 다양한 재료와 두께, 복합 구성의 완충재를 대상으로 하여 전체 시료의 동탄성계수와 바닥충격음 레벨 저감량의 상관관계를 확인하였고, 연구 범위로 사용된 완충재는 10 MN/m<sup>3</sup> 이하의 동탄성계수가 낮은 시료가 대부분이었다. 따라서 동일한 재료와 동일한 조건에서 생산된 완충재로 변수를 최소화하여 동탄성계수와 바닥충격음과의 상관관계를 확인할 필요가 있다.

이 연구에서는 국내 인정바닥구조 완충재 재료의 40% 이상을 차지하고 있는 expanded poly-styrene(EPS) 완충재(3)를 신축 및 리모델링 등 실제 현장에서 많이 사용하는 물성 범위를 선정하여, 동탄성계수 및 두께와 중량 바닥충격음 레벨 간의 상관관계에 대해 확인하고자 하였다. EPS 완충재를 동일 생산 설비에서 생산하고, 동탄성계수를 10 MN/m<sup>3</sup> ~ 30 MN/m<sup>3</sup>의 범위로 조절하고 두께를 10 mm, 20 mm, 30 mm로 다르게 제작하여 중량 바닥충격음 레벨과의 상관관계를 확인하였다.

## 2. 완충재 물성

### 2.1 동탄성계수 측정개요

공동주택의 바닥충격음 저감율을 위한 뜬바닥용 완충재의 동탄성계수는 KS F 2868(거주공간 뜬바닥용 완충재의 동탄성계수 측정방법)에 따라 측정한다.

이 연구에서는 EPS 완충재의 동탄성계수에 따른 바닥충격음 저감성능을 확인하기 위해 동일 생산 설비에서 생산된 시료에서 200 mm × 200 mm 크기의 총 12종 시료를 채취하여 각 시료의 동탄성계수와 두께를 측정하였다.

Fig. 1과 같이 실험실에서 펄스 가진법으로 진동계의 진동 전달률 주파수 특성으로부터 공진주파수를 측정하고 다음 식을 통해 단위면적당 겉보기 동탄성계수( $s'_t$ )를 산출하였다.

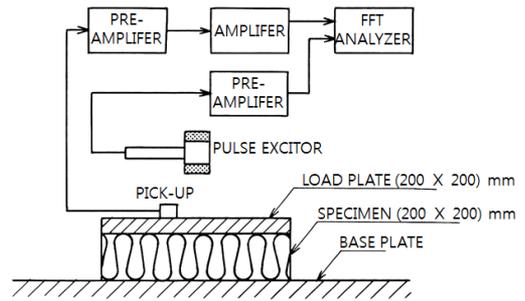


Fig. 1 Pulse exciting method diagram

$$s'_t = (2\pi f_r)^2 \cdot m'_t \tag{1}$$

여기에서  $f_r$  : 진동계의 고유진동수 (Hz)

$m'_t$  : 하중판의 단위 면적당 질량 (kg/m<sup>2</sup>)

완충재의 동탄성계수는 일반적으로 측정 시 하중판을 완충재 상부에 재하하는 시간에 따라 증가한다(6). 따라서 하중판 재하 후 측정 시점이 측정결과에 중요한 영향 요인이 될 수 있다. 국토교통부 고시에서는 하중판 재하 후 48시간 후 측정하도록 하고 있다(7). 그러나, 측정 시점에 의한 영향을 줄이고, 48시간 하중 재하에 따른 측정 시간을 줄이기 위해 이 연구에서는 초기 하중 재하부터 30분 간격으로 2시간까지의 동탄성계수 변화 추이를 파악하고 동일 조건에서의 동탄성계수를 비교대상으로 하였다. 또한 각 조건별 시험편 수를 3개씩 샘플링하여 반복 측정하여 그 평균값을 이용하였다.

### 2.2 동탄성계수 측정결과

대상 시험편 12종에 대한 동탄성계수 측정 결과는 Table 1과 같다. 동탄성계수는 하중 재하시간이 길어질수록 지속적으로 증가되는 경향을 나타내고 있다. 12개 대상 시험편의 동탄성계수 평균과 각 측정 시점별 재하시간과의 상관관계를 확인한 결과, Fig. 2와 같이 재하시간의 로그스케일과 동탄성계수는 0.99의 결정계수( $p < 0.01$ )를 갖는 것으로 나타났다.

## 3. 바닥충격음

### 3.1 바닥충격음 측정개요

EPS 시료 12종의 동탄성계수와 두께에 따른 바닥충격음 레벨을 비교하기 위해 동일 조건에서 측정을 진행할 수 있도록, Fig. 3과 같이 상·하부 간향실이 수직으로 연결되고 개구부에 150 mm 두께의 슬래브가 고

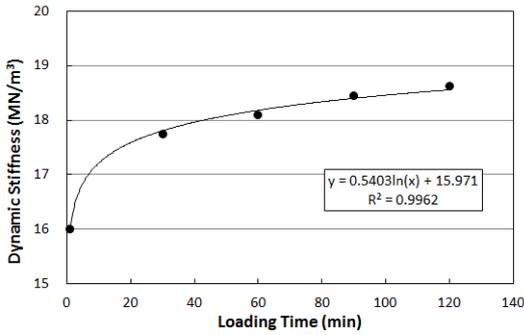


Fig. 2 Averaged dynamic stiffness for 12 EPS materials according to loading times

Table 1 Dynamic stiffness and thickness of EPS materials with loading times

No.	Dynamic stiffness with loading times (MN/m <sup>3</sup> )					Thickness (mm)
	1 min	30 min	60 min	90 min	120 min	
1	9.05	10.40	10.51	10.68	10.68	10.7
2	10.91	11.61	11.73	11.79	11.90	20.1
3	9.63	10.34	10.46	10.46	10.57	29.4
4	14.29	16.11	16.46	16.46	16.53	10.1
5	12.45	13.19	13.45	13.51	13.83	21.5
6	18.34	20.09	20.24	20.17	20.56	30.6
7	21.03	23.57	24.42	25.11	25.28	10.2
8	20.24	22.24	22.24	23.57	22.90	21.0
9	15.42	16.46	16.74	17.10	17.03	30.0
10	20.79	24.67	25.63	26.34	27.33	10.8
11	19.09	21.19	21.59	21.83	22.32	21.4
12	20.71	23.15	23.74	24.42	24.50	29.6

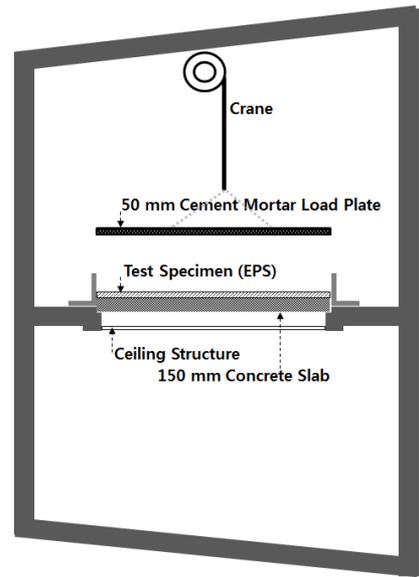


Fig. 3 Impact sound test set-up diagram

이에서 낙하시켜 충격을 발생시켰다. 수음점은 약 2.3 m 인 일반 주거 공간에서의 천장고를 고려하여, 앉은 자세에서 귀의 높이가 약 1.2 m 이기 때문에, 천장 석고보드 마감면 아래로 1.1 m 위치에서 측정하였다.

한편, 바닥충격을 측정 시 누름판을 완충재 상부에 거치 후 30분 이내에 측정이 이루어지므로 완충재의 동탄성계수 및 두께 측정결과 중 재하 시작 후 30분 시점에서 값과 바닥충격음 레벨의 상관관계를 확인하였다.

### 3.2 바닥충격을 측정결과

#### (1) 뱅머신에 의한 바닥충격음 저감성능

뱅머신 충격원에 의한 바닥충격음 측정결과, Table 2와 같이 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 동탄성계수가 낮은 1번, 2번, 3번 시료에서 높게 측정되었고, 16.46 MN/m<sup>3</sup>의 동탄성계수를 갖고 두께가 30 mm인 시료에서 가장 낮게 측정되었다.

63 Hz의 바닥충격음 레벨은 7번, 8번 시료가 가장 낮게 측정되었고, 125 Hz의 바닥충격음 레벨은 2번, 3번 시료가 가장 낮게 측정되었으나, 역A기중곡선을 이용한 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 9번이 가장 낮게 평가되었다. 보통 단일수치 평가시 63 Hz만 기준곡선을 초과하여 63 Hz의 바닥충격음 레벨이 낮을수록 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )도 낮게 평가된다. 그러나 7번, 8번 시료는 63 Hz에서 바닥충격음 레벨이 가장 낮

정된 실험실에서, 기존 공동주택 일반 천장구조(공기층 포함 목재 천장틀 40 mm + 석고보드 9.5 mm)<sup>(8)</sup>를 설치하였다. 슬래브 상부에 측정 대상 시료를 설치한 후 두께 50 mm 시멘트 몰탈 누름판을 얹어 바닥충격음 레벨을 측정하였다. 실험실은 대향벽(對向壁)이 없는 부정형 7면체 형상으로 룸 모드가 최소화된 체적 269 m<sup>3</sup>의 확산음장이며, 수음실 측벽과 바닥면에 밀도 32 kg/m<sup>3</sup>인 폴리에스터 50 mm를 설치하여 잔향시간이 실제 거주조건과 유사하게 2초가 넘지 않도록 했다.

측정 방법은 KS F 2810-2에 따라 표준 중량 충격원 특성 1(뱅머신)과 특성 2(고무공 충격원)을 이용하여 슬래브 중앙점 가진 시 수음실 5지점의 평균 최대음압 레벨을 측정하였다. 고무공 충격원의 경우 측정방법에서 제시하는 1.0 m 높이와 더불어 이전 연구결과<sup>(9)</sup>를 바탕으로 실생활의 낮은 충격력을 고려하여 0.3 m 높

지만 125 Hz에서 9번 시료에 비해 상대적으로 높게 측정되어 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )이 높게 평가된 것으로 사료된다.

시료 1번, 2번, 3번과 같이 동탄성계수가  $10 \text{ MN/m}^3$  정도로 낮은 경우 63 Hz 대역에서 바닥충격을 레벨이 다른 시료에 비해 높아져 뱅머신에 의한 바닥충격을 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )이 커지는 경향이 있다. 이는 뜬바닥 구조의 특성이 될 수 있으며, 하부 천장에 의한 공진의 영향이 복합적으로 이루어진 것으로 추정된다.

(2) 고무공 충격원에 의한 바닥충격을 저감성능

고무공 충격원을 1.0 m에서 낙하시켜 바닥충격을 측정한 결과, Table 3과 같이 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 2번 시료가 가장 낮게 평가되었다. 각 주파수별로 63 Hz에서는 10번, 8번, 7번순으로 낮았고, 125 Hz에서는 2번, 3번이 가장 낮았다. 250 Hz는 2번, 3번 시료가 가장 낮았으며, 500 Hz에서는 3번 시료가 가장 낮게 측정되었다. 125 Hz와 250 Hz에서의 바닥충격음 레벨이 낮은 2번 시료가 고무공 충격원을 1.0 m에서 낙하시켜 바닥충격을 측정한 결과, Table 3과 같이 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 2번 시료가 가장 낮게 평가되었다. 각 주파수별로 63 Hz에서는 10번, 8번, 7번순으로 낮았고, 125 Hz에서는 2, 3번이 가장 낮았다. 250 Hz는 2번, 3번 시료가 가장 낮았으며, 500 Hz에서는 3번 시료가 가장 낮게 측정되었다. 125 Hz와 250 Hz에서의 바닥충격음 레벨이 낮은 2번 시료가 바닥충격음 단일수치 평가량

( $L_{i,Fmax,AW}$ )도 가장 낮은 것으로 평가되었다. 고무공 충격원은 뱅머신에 비해 63 Hz 이하의 충격력이 낮은 충격원으로 단일수치 평가시 125 Hz, 250 Hz에 의한 영향이 크다. 따라서 125 Hz, 250 Hz에서 바닥충격음 레벨이 낮은 2번 시료가 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )도 가장 낮게 평가된 것으로 사료된다.

Table 4는 고무공을 0.3 m 높이에서 낙하시켜 거주 공간 보행 등의 낮은 생활황 충격력에 대한 영향을 평가한 결과이다. 1.0 m 높이에서 낙하시킨 Table 3에 비해 단일수치 평가 값으로 4 dB~7 dB 낮게 평가되었으며, 주파수 스펙트럼은 유사한 형태를 나타내고 있다. 고무공 충격원의 높이에 의한 바닥충격음 주파수

**Table 3** Floor impact sound test results with rubber ball at 1.0 m height

No.	Dynamic stiffness at 30 min ( $\text{MN/m}^3$ )	Thickness (mm)	Floor impact sound level (dB)				$L_{i,Fmax,AW}$ (dB)
			63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	
1	10.40	10.7	76.5	63.9	57.7	31.9	50
2	11.61	20.1	78.4	60.6	53.9	29.0	48
3	10.34	29.4	78.6	60.6	54.8	26.2	49
4	16.11	10.1	74.4	67.1	59.5	32.2	51
5	13.19	21.5	75.5	64.7	56.5	29.0	49
6	20.09	30.6	75.5	63.0	56.4	28.2	49
7	23.57	10.2	72.9	68.8	60.5	34.6	52
8	22.24	21.0	72.7	67.7	60.0	32.4	51
9	16.46	30.0	73.3	65.3	58.3	29.0	49
10	24.67	10.8	72.5	69.7	60.4	33.7	52
11	21.19	21.4	73.0	67.4	58.7	32.7	50
12	23.15	29.6	73.4	66.8	59.6	31.7	50

**Table 2** Floor impact sound test results with bang machine

No.	Dynamic stiffness at 30 min ( $\text{MN/m}^3$ )	Thickness (mm)	Floor impact sound level (dB)				$L_{i,Fmax,AW}$ (dB)
			63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	
1	10.40	10.7	87.4	67.1	57.6	34.3	57
2	11.61	20.1	88.5	61.4	51.3	28.8	58
3	10.34	29.4	88.5	61.0	48.1	28.8	58
4	16.11	10.1	83.7	66.5	52.9	31.7	54
5	13.19	21.5	85.3	64.3	50.2	28.5	55
6	20.09	30.6	84.1	62.5	49.5	28.4	54
7	23.57	10.2	81.7	68.4	53.2	27.3	54
8	22.24	21.0	81.8	67.4	52.2	25.9	54
9	16.46	30.0	82.3	65.4	51.1	26.5	52
10	24.67	10.8	82.2	69.1	54.8	26.8	54
11	21.19	21.4	82.2	68.2	53.0	26.3	54
12	23.15	29.6	82.4	67.8	53.4	27.2	54

**Table 4** Floor impact sound test results with rubber ball at 0.3 m height

No.	Dynamic stiffness at 30 min ( $\text{MN/m}^3$ )	Thickness (mm)	Floor impact sound level (dB)				$L_{i,Fmax,AW}$ (dB)
			63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	
1	10.40	10.7	72.7	59.6	53.2	26.0	46
2	11.61	20.1	73.5	55.7	48.5	31.8	43
3	10.34	29.4	74.0	55.5	49.5	31.6	44
4	16.11	10.1	69.7	61.9	53.7	24.1	46
5	13.19	21.5	70.7	59.5	50.6	31.5	44
6	20.09	30.6	70.7	57.7	50.4	31.5	43
7	23.57	10.2	67.9	63.1	53.9	26.8	45
8	22.24	21.0	68.2	62.2	53.7	25.1	45
9	16.46	30.0	69.4	60.6	53.4	24.0	45
10	24.67	10.8	68.8	65.6	55.8	27.5	48
11	21.19	21.4	68.7	62.8	53.7	25.9	46
12	23.15	29.6	69.4	62.3	54.1	24.9	46

특성에 영향은 크지 않은 것으로 사료된다.

뱅머신에 의한 결과와 같이 1번, 2번, 3번 시료의 63 Hz 바닥충격음 레벨이 다른 시료에 비해 높으나 고무공 충격원의 바닥충격음 단일수치 평가 시에는 그 영향이 반영되지 않아 더 낮은 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )을 나타냈다.

#### 4. 토 의

##### 4.1 완충재 동탄성계수와 바닥충격음 레벨

Figs. 4~6과 같이 뱅머신, 고무공 충격원 모두 63 Hz의 바닥충격음 레벨은 동탄성계수  $10 \text{ MN/m}^3 \sim 30 \text{ MN/m}^3$  범위에서 음의 상관관계를 나타낸 반면, 125 Hz 및 250 Hz의 바닥충격음 레벨은 양의 상관관계를 나타내고 있다.

일반적으로 뱅머신에 의한 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 1/1 옥타브밴드 63 Hz 바닥충격음 레벨에 의해 대부분 결정되므로, 63 Hz 이하의 바닥충격

음 레벨을 저감시키는 것이 중요하다. Fig. 7과 같이 뱅머신에 의한 바닥충격음 레벨과 동탄성계수는 63 Hz 이하에서 음의 상관관계를 갖고 있으므로 동탄성계수가 높을수록 뱅머신에 의한 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )을 낮출 수 있을 것으로 판단된다.

고무공 충격원에 의한 바닥충격음 단일수치 평가 시 1/1 옥타브밴드 125 Hz, 250 Hz에서 기준곡선을 상회하는 경우가 대부분이다. Fig. 7과 같이 고무공 충격원의 경우 1.0 m와 0.3 m 모두 125 Hz부터 250 Hz까지의 바닥충격음 레벨은 동탄성계수와 양의 상관관계를 갖고 있으므로, 동탄성계수를 낮게 할수록 고무공 충격원에 의한 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )을 낮출 수 있다.

500 Hz에서의 바닥충격음 레벨은 뱅머신과 고무공 충격원 모두 배경소음에 의한 영향이 크고 그 레벨이 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )에 영향을 주기에 너무 낮아서 동탄성계수와와의 상관관계는 무시할 수준으로 판단된다.

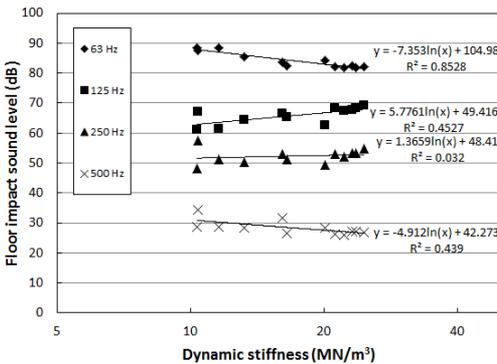


Fig. 4 Floor impact sound level with bang machine as dynamic stiffness

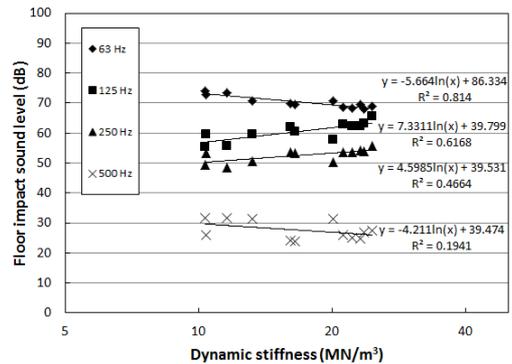


Fig. 6 Floor impact sound level with rubber ball (0.3 m) as dynamic stiffness

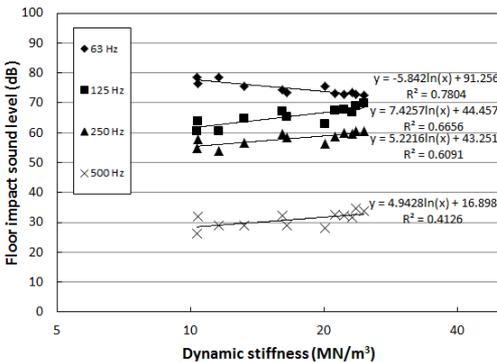


Fig. 5 Floor impact sound level with rubber ball (1.0 m) as dynamic stiffness

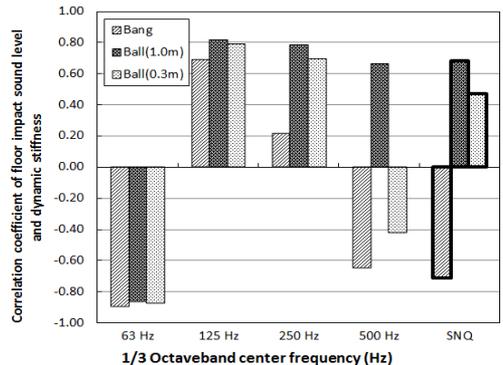


Fig. 7 Correlation coefficient between floor impact sound level and dynamic stiffness

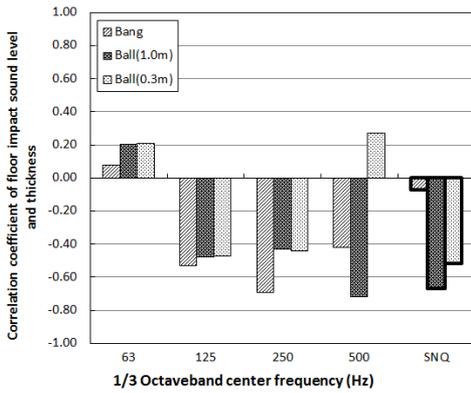


Fig. 8 Correlation coefficient between floor impact sound level and thickness

### 4.2 완충재 두께와 바닥충격음 레벨

두께에 의한 바닥충격음은 Fig. 8과 같이 63 Hz 이하는 음의 상관관계를 나타내고 125 Hz 이상에서 양의 상관관계를 나타내므로, 두께가 두꺼울수록 125 Hz 이상에서는 바닥충격음 레벨이 낮아지지만, 63 Hz 이하에서는 바닥충격음 레벨이 높아질 수 있다. 따라서 63 Hz 이하 바닥충격음에 의해 바닥충격음 단일수치 평가량 ( $L_{i,Fmax,AW}$ )이 결정되는 뱅머신의 경우 두께가 얇을수록 유리하며, 125 Hz, 250 Hz의 바닥충격음의 영향을 많이 받는 고무공 충격원의 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 두께가 두꺼울수록 유리하다.

### 4.3 완충재 물성 설계

뱅머신에 의한 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 Fig. 9(a)와 같이 동탄성계수가 높을수록 낮아지며 두께에 의한 영향은 크지 않은 것으로 나타났다. 단일수치 평가 시 63 Hz에서 기준곡선을 상회하여 기여율이 가장 높으므로 Fig. 9(b)의 63 Hz에서 동탄성계수 및 두께와의 관계 그래프와 유사한 결과를 나타내고 있다.

고무공 충격원에 의한 바닥충격음 단일수치 평가량 ( $L_{i,Fmax,AW}$ )은 Fig. 10과 같이 125 Hz, 250 Hz와 같이 완충재의 동탄성계수가 낮을수록 낮아지며, 완충재의 두께가 두꺼울수록 바닥충격음 레벨이 낮아지지만 상관성은 높지 않음을 확인할 수 있다.

따라서 뱅머신에 의한 바닥충격음 평가 시에는 완충재의 동탄성계수가 높을수록 유리하며, 고무공 충격원에 의한 바닥충격음 레벨은 동탄성계수가 낮을수록 유리하다.

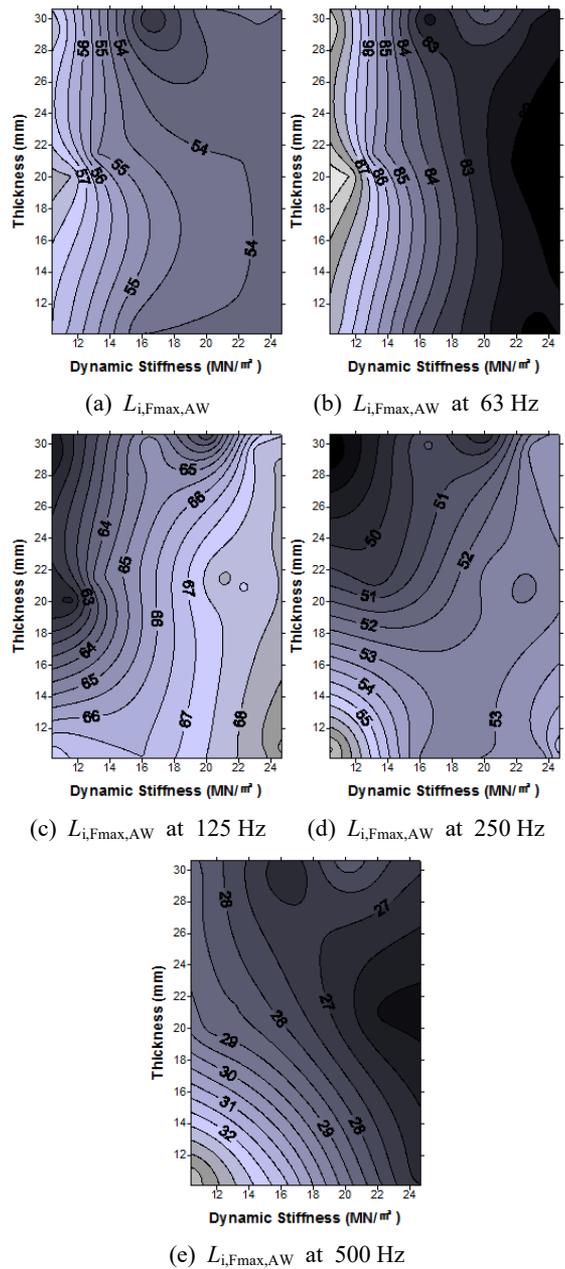
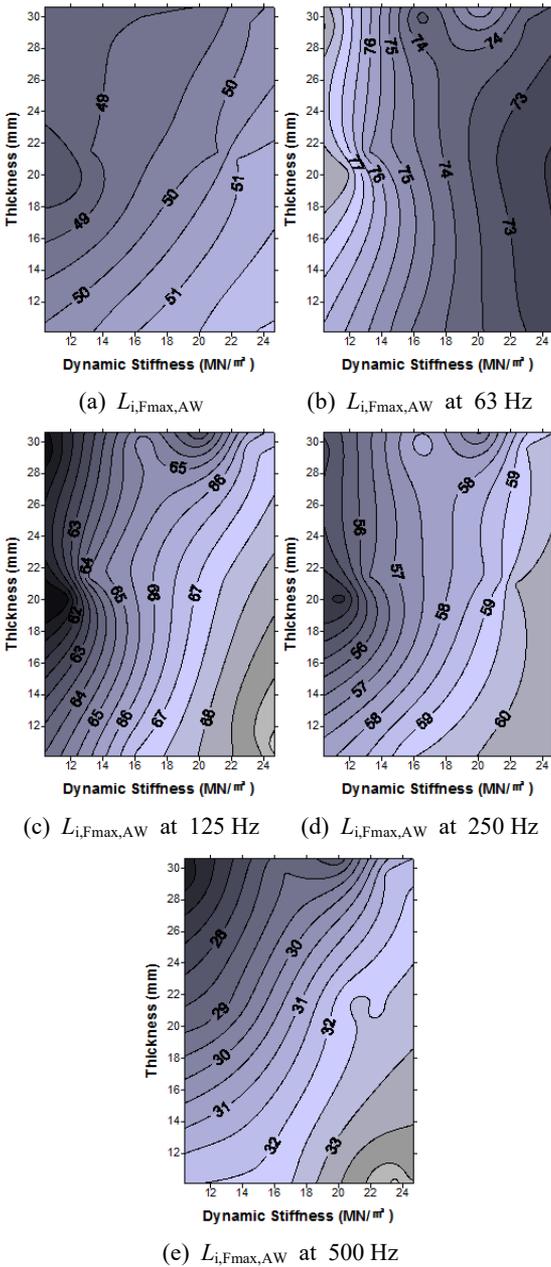


Fig. 9 Floor impact sound level with bang machine according to dynamic stiffness and thickness

현재 국내 중량 바닥충격음 평가 시 사용되는 뱅머신의 충격력이 과대하다는 의견이 제시되고 있고, 실생활 충격과 더 유사하다고 평가되고 있는 고무공 충격원<sup>(10)</sup>이 국제표준(ISO)에 표준 중량 충격원으로 제시되어 있는 점을 고려할 때, 동탄성계수가 낮은 완충



**Fig. 10** Floor impact sound level with rubber ball at 1.0 m height according to dynamic stiffness and thickness

재의 개발이 바닥충격음 저감에 효과적이라 할 수 있으며, 두께에 의한 효과는 그리 크지 않으므로 얇은 두께를 갖고 동탄성계수가 낮은 완충재의 개발로 천장고가 낮은 기존 주택 리모델링에도 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

63 Hz에서의 바닥충격음 레벨과 동탄성계수와와의 상관관계가 기존 연구 결과<sup>(5)</sup>와 다르게 나타난 이유는 바닥충격음 측정 시 실험실 슬래브 두께 차이에 따른 영향이 예상되며, 이 연구에서 특정 재질의 완충재와 특정 범위의 동탄성계수를 갖는 완충재를 대상으로 했기 때문이라 판단된다.

### 5. 결 론

이 연구는 국내에 가장 많이 사용되고 있는 뜬바닥용 완충재인 EPS에 대하여 물성편차 중 동탄성계수와 두께에 의한 바닥충격음 레벨을 분석하였다. EPS 시험체는 동일한 생산 라인을 통해 10 MN/m<sup>3</sup> ~ 30 MN/m<sup>3</sup> 범위의 동탄성계수와 10 mm ~ 30 mm의 두께를 갖도록 생산하였다.

누름판을 이용하여 중량 바닥충격음 레벨을 측정할 결과, 뱅머신의 경우 동탄성계수가 높은 시료에서 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )이 낮게 나타났고, 고무공 충격원의 경우 동탄성계수가 낮은 시료에서 바닥충격음 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )이 낮게 나타났다.

완충재의 동탄성계수에 의한 바닥충격음 레벨을 확인한 결과, 동탄성계수가 높을수록 63 Hz에서는 바닥충격음 레벨이 낮아지고 125 Hz 및 250 Hz에서는 높아졌다. 이것은 동탄성계수가 낮은 경우에 공진주파수가 63 Hz에서 일치하기 때문에 오히려 증폭이 발생했던 것으로 사료된다. 뱅머신으로 바닥충격음 레벨을 측정할 경우 63 Hz의 바닥충격음 레벨이 중요하고 단일수치 평가량( $L_{i,Fmax,AW}$ )에 크게 기여하므로 완충재의 동탄성계수가 높을수록 유리하고, 고무공 충격원으로 측정 시에는 125 Hz와 250 Hz의 바닥충격음 레벨이 중요하므로 동탄성계수가 낮을수록 유리하다.

완충재의 두께는 63 Hz 이하에서는 바닥충격음에 영향이 거의 없으나, 125 Hz 이상에서는 음의 상관관계를 나타내므로, 완충재가 두꺼울수록 125 Hz 이상에서 바닥충격음 레벨이 낮아져, 고무공 충격원에 의한 바닥충격음 평가 시 유리하게 작용할 수 있다. 향후 다양한 재료와 실험 조건에서의 추가 실험이 필요할 것으로 사료된다.

### 후 기

이 연구는 2015년도 서울시 산학연 협력사업의 재

원으로 도시문제 해결형 기술개발 지원사업의 지원을 받아 수행된 연구임(No. PS150001).

## References

- (1) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2017, Final Report of 2017 Housing Survey, pp. 11~12.
- (2) Ministry of Environment, 2018, Management Report of the Floor Noise Management Center, p. 12.
- (3) Land & Housing Institute, 2013, A Study on the Development Direction of Technology for Reducing Heavy Floor Impact Sound in Apartment Housing, pp. 51~56, p. 101.
- (4) Kim, K. W., Jeong, G. C. and Sohn, J. Y., 2008, Correlation Between Dynamic Stiffness of Resilient Materials and Lightweight Floor Impact Sound Reduction Level, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 886~895.
- (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) Kim, K. W., Yeon, J. O., Yang, K. S. and Kim, M. J., 2015, Influence of Loading Time of a Load Plate and Sample Size on the Measurement of Properties of Resilient Materials, Journal of Archives of Acoustics, Vol. 40, No. 2, pp. 159~167.
- (7) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2016, Notification No. 2016-824, Apartment Housing Floor Impact Sound Insulation Structure Confirmation and Management Standard.
- (8) Kim, Y. H., 2018, Noise Trend Between Floors of Aged Apartment Houses, Journal of KSNVE, Vol. 28, No. 2, pp. 7~10.
- (9) Jeong, J. H. and Jeon, J. Y., 2005, Floor Impact Noise Measurement and Evaluation Method Using Impact Ball, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 1160~1168.
- (10) Lee, S. B., Cho, H. M. and Kim, M. J., 2017, Consideration on Assessment Methods of Insulation

Performance for Floor Impact Sound in Aged Apartments, Proceedings of 2017 Joint Conference by KSNVE, ASK and KSME (DC), p. 335.



**Guk-Gon Song** received a B.S. and M.S. in Dept. of Architectural engineering from Chonnam National University in 2007 and 2009 respectively. He is currently a junior research engineer at Korea Conformity Laboratories (KCL).



**Yong-Hee Kim** received his Ph.D. degree from Hanyang University in 2011. He worked at the National Institute of Advanced Industrial Science and Technology (AIST) of Japan for two years as a postdoctoral researcher. He is currently a senior research engineer at Korea Conformity Laboratories (KCL). His research interest is room acoustics and public space acoustics.



**Jong-Kwan Ryu** received the Ph.D. in Dept. of architectural engineering from Hanyang University, Seoul, Korea in 2007. He is currently an associate professor in the School of architecture at Chonnam National University. His research interests are in the area of architectural acoustics, psycho-acoustics, and acoustic barrier-free.



**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.

# 구조 진동 측정을 이용한 프레스 성형품 넥 결함 검사기술 타당성 연구

## Feasibility Study on Neck Defect Inspection Technique for Press-formed Products by Using Structural Vibration Measurement

곽재혁\* · 국형석† · 김홍규\* · 최현철\*\* · 양우호\*\*

Jae-Hyuk Kwag\*, Hyung-Seok Kook†, Heung-Kyu Kim\*,  
Hyun-Cheol Choi\*\* and Woo-Ho Yang\*\*

(Received August 30, 2018 ; Revised November 27, 2018 ; Accepted November 27, 2018)

**Key Words :** Impact Hammer Test(임팩트 해머 테스트), Modal Parameters(모드매개변수), Frequency Response Function(주파수 응답 함수), Natural Frequency(고유주파수)

### ABSTRACT

If defects occur in a press-formed article, the mechanical properties change and the vibration characteristics may change. In particular, it is not difficult to prove a crack defect on the basis of structural vibration measurement. The purpose of this study was to develop a defect inspection technique that can quickly determine whether the neck of a press-formed article is defective by measuring the simple structural vibration of the neck, which indicates a defect of a fine press-molded product, rather than a crack. The press moldings used in the experiment were automobile front door panels; the structural vibration of the front door panels was measured with an impact hammer test. The frequency response function measured by the impact hammer test was obtained by the vibration frequency analysis program LMS Test.lab. With this method, we compared and analyzed whether there is a significant difference from a front door panel in which a defect is generated, on the basis of the natural frequency dispersion that many normal front door panels without defects have in the corresponding mode. A total of 10 normal front door panels and two necked defective front door panels were tested. The observable mode frequencies of the normal front door panel and the necked front door panel were shown in terms of sigma levels to determine if there is a significant natural frequency difference. In addition, normal door panels without necks were divided into two groups with a difference of approximately 9 months in production. SPSS software was used for the statistical validation t-test. From this experiment, the results will become the basic data of a test method to detect the defective necks of press-formed parts through natural frequency measurement.

### 1. 서 론

현재 국내의 금형 산업 규모 성장 추세를 자동차 산

업이 견인하고 있고, 특히 프레스 금형의 경우 자동차 금속 부품 제조가 가장 핵심적인 요소이다<sup>(1)</sup>. 자동차 금속 부품 생산에 4단계 정도의 프레스 공정이 있으며, 프레스 공정 후 부품 조립과 도장 등의 추가적인 후속

† Corresponding Author; Member, Kookmin Univ.  
E-mail : kook@kookmin.ac.kr

\* Kookmin Univ.,

\*\* Hyundai Motor Co.

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

공정 후 출고된다. 프레스 공정에서 발생한 불량은 후속 공정이 진행되지 않은 초기 시점에서 발견될 때 불량 성형품으로 인한 비용 손실을 최소화할 수 있다. 차체 부품을 프레스 성형으로 생산할 때 발생할 수 있는 결함의 하나인 넥(neck)은 도장 등의 후속공정에서 크랙과 같은 더 큰 결함으로 성장하거나 완성차 상태에서 반복적인 도로 가짐에 의해 내구 파단으로 발전하게 된다. 현재까지 크랙을 가진 구조물의 진동 특성을 유한요소 해석 모델을 이용하여 균열을 검출하는 방법을 연구한 논문은<sup>(2-6)</sup> 다수 존재한다. 또한 구조물 실험을 통하여 얻은 결과값과 유한요소 해석을 통하여 얻은 고유주파수 차이를 비교하여 검증하고 이를 바탕으로 크랙의 위치와 크기를 탐지하는 연구는<sup>(7-10)</sup> 활발하게 진행되고 있다. 하지만 이러한 방법을 실제 차체 프레스 성형품에 적용하여 크랙이나 넥 발생에 의한 불량 여부를 판정하는데 적용한 사례는 보고된 바가 없다.

이 연구의 최종 목표는 프레스 공정 후 컨베이어 벨트로 이송 중인 프레스 성형품의 넥을 실시간 전수 검사할 수 있는 검사법의 개발이다. 컨베이어 벨트로 이송 중인 프레스 성형품의 전수검사를 위해서는 검사 과정에서 프레스 성형품에 대한 변형과 손상이 발생되지 않아야 하며, 결함을 검출하는 과정이 신속하게 이루어져야 한다. 주파수 응답함수를 측정할 때 임팩트 해머를 가진원으로 이용하면 구조물의 진동 특성을 비교적 빠르게 효과적으로 측정할 수 있다.

## 2. 진동 모드 측정 시험 방법

실험에 사용된 프레스 성형품은 생산 시기가 두 개의 군으로 분류될 수 있는 특정 차량을 위한 총 12개의 프론트 도어 판넬이다. Table 1에서 실험에 사용된 프론트 도어 판넬의 생산 시기별 샘플의 수, 평균 무게를 확인할 수 있다.

생산 시기가 2016년 10월인 프론트 도어 판넬 중 시험에 사용한 도어 판넬은 모두 7개이며, A, B, C, D, E, F, G 판넬로 각각 명명하였다. 그중 2개의 도어

판넬은 도어락 부위에 대략 명함 크기 정도로 발생한 넥을 육안으로 확인할 수 있는 불량 프론트 도어 판넬이며, F와 G 판넬로 각각 명명되었다. 또한 약 9개월 뒤에 동일한 생산라인에서 생산된(2017년 7월) 프론트 도어 판넬 중 정상으로 보이는 5개의 프론트 도어 판넬을 선택하여 동일한 주파수 응답함수 측정 시험을 통하여 생산 시기가 차이나는 두 정상 프론트 도어 판넬 군의 진동 특성이 통계적으로 의미 있는 차이가 있는지 조사했다. 9개월 뒤에 생산된 5개의 도어 판넬은 A', B', C', D', E' 판넬로 각각 명명하였다.

모드 해석을 위하여 임팩트 해머 시험을 실시하였다. PCB사의 모델 086C03 임팩트 해머와 모델 352A21 가속도계(accelerometer)를 사용하였으며, 시험데이터를 LMS사의 Test.lab을 이용하여 분석하였다<sup>(11)</sup>. 측정 데이터는 4096 Hz까지 0.5 Hz의 해상도로 분석하였고, 임팩트 해머의 팁은 중저 주파수 대역의 분석에 용이한 플라스틱 팁을 사용하였다.

임팩트 해머 시험은 Fig. 1에 보인 1.2 m × 1.5 m 단면을 갖는 스테인레스 정반에서 수행하였다. 정반의 하단부에 고무 제진재를 설치하여 외란의 영향을 최소화하였다. 높이 0.5 m의 지지대를 설치하고, 인장 스프링을 이용하여 프론트 도어 판넬을 매달아 자유경계 조건(free-free boundary condition)에 가까운 조건에서 시험하고자 했다.

이 연구에서는 가속도계를 한 점에 고정시키고 임팩트 해머의 타격점을 바꿔가며 입출력신호를 측정하는 다중입력-단일출력(multi input-single output; MISO) 방법으로 시험을 진행하였다. 프론트 도어 판넬의 출

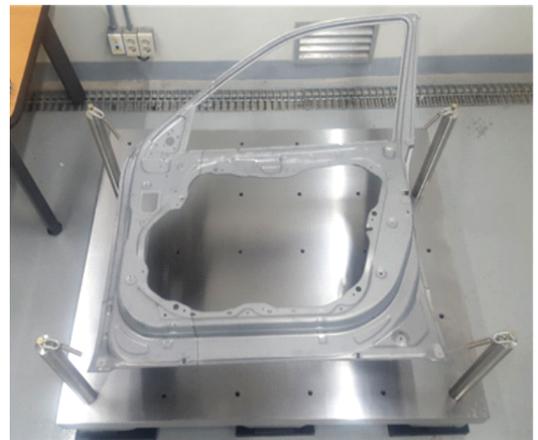


Fig. 1 Boundary condition for impact hammer tests

Table 1 Specification of the front door panels

Production period	October, 2016	July, 2017
Panel division	A, B, C, D, E, F, G	A', B', C', D', E'
Panel weight average	6.061 kg	6.081 kg
Panel width/height	0.9 m / 1.1 m	

력신호를 측정하기 위해 Fig. 2와 같이 총 94개소로 측정점을 구성했고 프론트 도어 판넬 평면에 대한 수직(z축)방향으로 3회 반복 측정했다. LMS Test.lab polymax는 주파수 응답 함수를 기반으로 최소자승법(least square)에 근거하는 기법이며 모드 변수 분석에 수행되었다. 또한 automatic select 기능을 사용하여 분석에 적절한 모드 변수를 Test.lab이 자동적으로 선택하게 했다.

임팩트 해머로 가진하게 되면 힘 센서에서 받은 입력 신호에 불필요한 신호가 포함될 수 있기 때문에 직사각형 형태로 적용 범위에 따라서 임팩트 해머의 입력신호를 통과시키거나 제한할 수 있는 직사각형 창 함수(rectangular window)를 사용했다. 또한 프론트 도어 판넬의 응답 신호가 측정이 종료되기까지 충분한 감쇠가 이루어지지 않으면 리키지 오류(leakage error)를 발생시키므로 지수 창 함수(exponential window)를 사용하여 인위적인 감쇠를 주었다. 이 실험에서는 전체 입력신호에서 초기값을 기준으로 2%를 직사각형 창 함수로 적용하였고, 응답 신호는 최종값(final value)을 6%로 감쇠시키는 지수 창 함수를 적용하였다. 측정에 대한 데이터 수집 조건 및 분석 조건은 Table 2에 정리하였다. 디지털 신호 처리를 거친 신호를 Test.lab을 사용하여 모드 변수를 추출하였다.

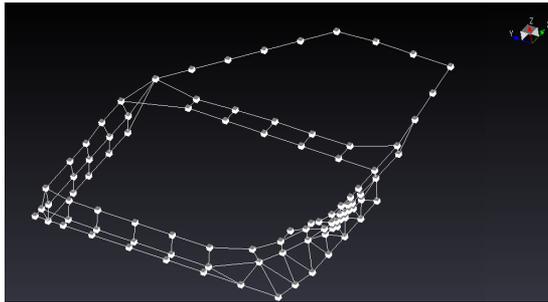


Fig. 2 Locations of the accelerometer and the neck on the front door panel

Table 2 Data analysis condition

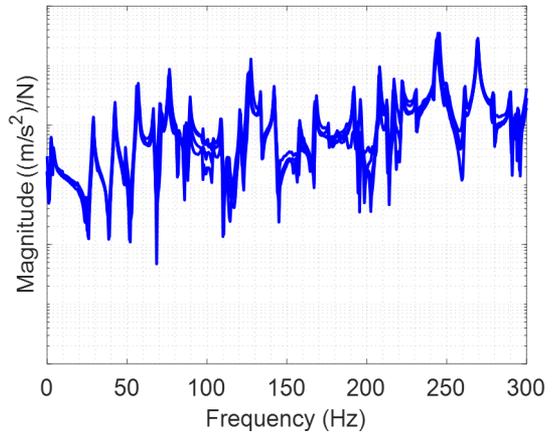
	Setting value
Sampling frequency	8192 Hz
Maximum frequency	4096 Hz
Average	3 times
Window	Rectangular window. 2 % Exponential window. 6 %

### 3. 결과 분석

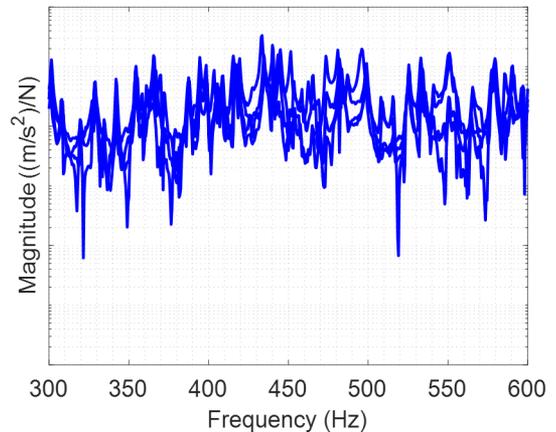
#### 3.1 넥 결함에 따른 주파수 특성

임팩트 해머 시험으로 측정된 정상 도어 판넬의 주파수 응답 함수 그래프를 (a) 300 Hz까지의 구간과 (b) 300 Hz에서 600 Hz까지의 구간으로 나누어 Fig. 3에 보였다. 저주파 구간인 300 Hz 이하의 주파수 영역에서는 정상 판넬 간에 모드 주파수의 편차가 비교적 작은 반면에 300 Hz 이상의 주파수 구간에서는 정상 판넬 간에도 진동 모드의 고유주파수 차이가 상당함을 Fig. 3에서 관찰할 수 있다.

Fig. 3(a)에서 약 3 Hz 부근에서 첫 번째 모드 주파수를 관찰할 수 있는데, 도어 판넬의 강체 진동 모드이다. 도어 판넬의 질량과 도어 판넬을 지지하는 스프링 강성

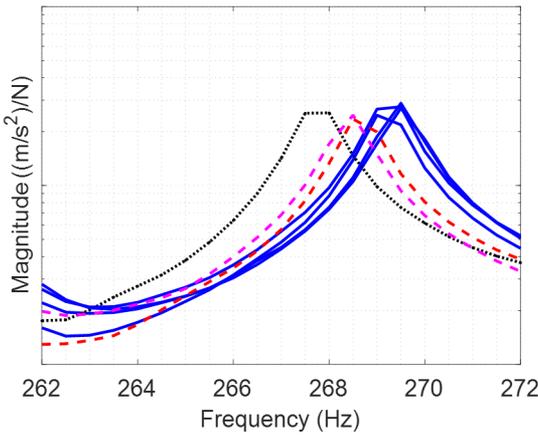


(a) FRF in the frequency range of 0 Hz to 300 Hz

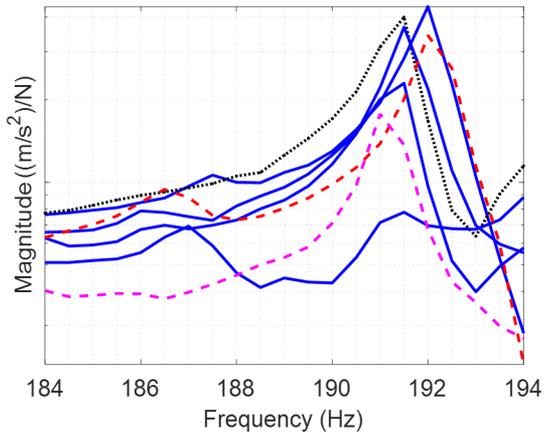


(b) FRF in the frequency range of 300 Hz to 600 Hz

Fig. 3 FRFs of normal front door panels



**Fig. 4** FRF near mode 23 of various front door panels. Panels with neck(red), normal panels(blue), an abnormal panel without a neck (black)



**Fig. 5** FRF near mode 14 of various front door panels. Panels with neck(red), normal panels(blue), an abnormal panel without a neck (black)

으로부터 계산할 수 있는 강체 모드 주파수와 일치하며, 도어 판넬의 모드 형상에서도 확인이 가능하다.

넥 결함은 판넬의 변형을 수반하는 진동 모드에만 영향을 줄 수 있으므로 진동 모드 주파수가 비교적 일정한 300 Hz 이하의 주파수 영역에서 강체 모드를 제외한 24개의 진동 모드를 선정하여 이것을 기준으로 넥 결함이 있는 도어 판넬을 검출하고자 하였다.

분석을 통해 얻은 24개의 모드 중 다수의 모드에서 정상 판넬과 비정상 결함 판넬 간의 고유주파수가 유의미한 차이를 보이는 것을 관찰할 수 있었다. 한 예로 Fig. 4에 보면 23번 모드의 주파수 응답함수를 보였는데 넥이 없는 정상 프론트 도어 판넬의 고유주파수는 269.5 Hz 근처에 밀집해 있는 반면, 넥 결함이 있는 F와 G판넬의 고유주파수의 측정값은 대략 268.5 Hz으로 정상 프론트 도어 판넬 고유주파수와 의미 있는 차이를 보였다.

하지만 도어락 부근에 넥 결함이 없어 정상으로 분류된 도어 판넬이 다른 정상 프론트 도어 판넬과는 다른 고유진동수를 갖는 프론트 도어 판넬이 검출되었다. C판넬로 명명된 정상 프론트 도어 판넬인데 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 C판넬의 고유주파수는 다른 정상 프론트 도어 판넬의 고유주파수와 상당한 차이를 보였다. C판넬이 도어락 부근에서 넥 결함을 가지지 않으나 3.3절에서 설명할 치수 측정 시험결과 다른 정상 도어 판넬과 비교하여 허용 공차 범위를 벗어나는 치수 오차를 가지는 것으로 판명되었으며, 진동 고유주파수의 차이는 치수 오차와 연관된 것으로

추정된다. 2017년 7월에 생산된 판넬 중 D'판넬도 치수 측정 결과 허용 공차 범위를 벗어난 것으로 판명되어 2016년 10월 C판넬과 2017년 7월 D'판넬은 정상 프론트 도어 판넬에서 제외하였다.

24개의 진동 모드 주파수 중에서는 Fig. 5와 같이 넥이 없는 정상 프론트 도어 판넬과 넥 결함이 있는 프론트 도어 판넬의 주파수에 유의미한 차이가 관찰되지 않는 경우도 있었는데, 이것은 해당 진동 모드가 넥 결함의 영향에 민감하지 않기 때문인 것으로 추측된다.

관심 모드 24개에 대하여 정상 프론트 도어 판넬(C판넬과 D'판넬 제외)에서 측정한 고유주파수의 표준편차( $\sigma$ )를 Table 3에 나타냈다. 또한 식(1)을 이용하여 같이 넥 결함이 있는 F, G 프론트 도어 판넬에서 측정한 고유주파수를 정상 판넬의 해당 진동 모드의 표준편차를 기준으로 시그마 수준으로 정리했다. 넥 결함이 있는 F, G 프론트 도어 판넬의 시그마 수준이 크면 정상 프론트 도어 판넬의 고유주파수 평균값과 유의미한 차이를 보인다고 할 수 있다.

$$\text{Sigma Level} = \frac{\mu_{neck} - \mu_{Normal}}{\sigma_{Normal}} \quad (1)$$

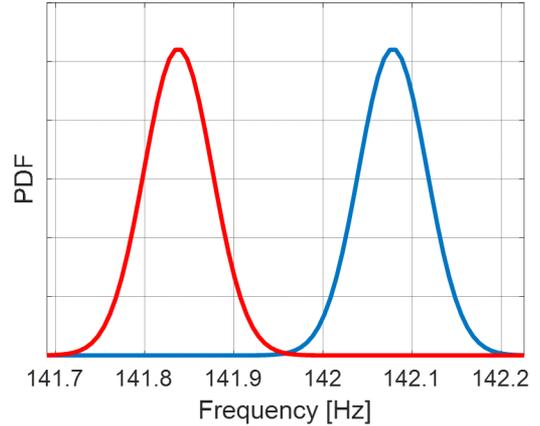
시그마 수준에서  $3\sigma$  수준 이상 차이를 의미 있는 차이라고 볼 때, 300 Hz 이하의 주파수 영역에서 선정된 관심 모드 24개 중 F판넬의 경우 10개, G판넬의 경우 14의 모드에서 정상 프론트 도어 판넬과 의미 있는 주파수 차이를 보였다. 넥 결함을 가진 도어 판넬의 고유진동수 특성이 정상 도어 판넬의 고유진동수 특성과

**Table 3** Basic statistics of the modal frequencies

Mode #.	Normal panel natural frequency standard deviation(Hz)	Neck F panel sigma level ( $\sigma$ )	Neck G panel sigma level ( $\sigma$ )
1	0.07	-1.90	0.50
2	0.05	-9.65	-0.07
3	0.39	-0.79	1.30
4	0.07	-6.82	-15.31
5	0.46	-0.14	0.27
6	0.40	-0.99	-1.44
7	0.05	-11.62	2.41
8	0.12	-7.50	-5.94
9	1.06	-0.35	0.45
10	0.05	-16.69	-36.62
11	0.04	-7.28	-36.15
12	0.52	0.69	-7.54
13	0.16	-5.71	-4.16
14	0.42	1.61	-0.88
15	0.31	-2.25	-4.63
16	0.31	-1.18	-3.87
17	0.40	-1.21	-3.73
18	0.18	3.29	-5.22
19	0.20	-1.80	-10.68
20	0.64	1.08	-0.53
21	0.17	0.94	-3.36
22	0.13	-3.59	5.50
23	0.16	-4.32	-5.62
24	0.81	0.91	-0.80

**Table 4** Mode frequency t-test

	t	Degree of freedom	Significant probability	Average diff.
Mode 4	3.135	6	0.020	0.17
Mode 11	3.421	6	0.014	0.25
Mode 16	3.029	6	0.023	0.62



**Fig. 6** Comparison between the estimated modal frequency distributions of the two front door panel groups produced in October 2016(blue) and July 2017(red)

뚜렷이 구분되기 때문에 고유주파수 측정을 통하여 넥 결함이 있는 프론트 도어 판넬을 판별하는 방법은 유용한 것으로 판단된다.

**3.2 생산 시기에 따른 주파수 특성**

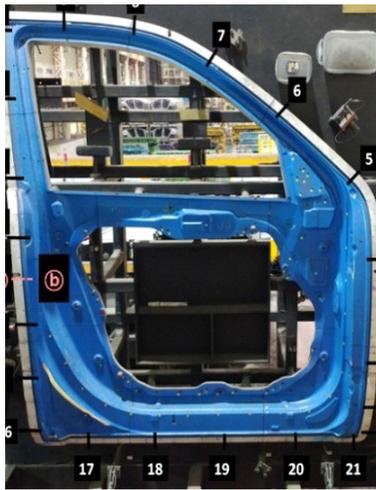
결함이 없는 프레스 성형품일지라도 동일한 모드에서 고유주파수의 분산(variance)이 크다면 넥 결함을 판별하기 어렵다. 2016년 10월에 생산한 정상 도어 판넬(C판넬 제외)과 2017년 7월에 생산한 정상 도어 판넬(D'판넬 제외)의 고유주파수를 비교하여 생산 시기에 따른 고유주파수 차이를 확인했다. 분석에는 IBM사의 SPSS statistics를 사용하여 동일한 고유주파수를 비교하는 방법으로 t 검증(t-test)을 수행하였다. t 검증이란 두 집단 간의 평균의 차이가 유의미하게 있는지를 판단하는 통계적 검증방법이다. Table 4를 보면, 등분산을 가정했을 때 유의 수준 0.05에서 모드 4, 11, 16가 통계적으로 의미 있는 차이를 보였다. 시험 데이터에서 의미 있는 차이가 나는 11번 모드 고유주파수의 예를 Fig. 6에 보였다.

결론적으로 정상 프론트 도어 판넬일지라도 생산 시기가 9개월 가량 차이가 날 때 정상 프론트 도어 판넬군은 소수의 진동 모드에서 고유주파수 차이를 보였고, 정상의 프레스 성형품 일지라도 강판 코일의 교체 등의 이유로 성형품의 구조 진동 특성이 다소 변동될 수도 있음을 알 수 있다.

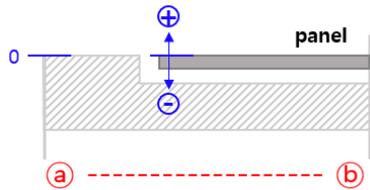
**3.3 도어 판넬 치수 측정 결과**

시험에 사용한 총 12개 프론트 도어 판넬에 대하여 검사구를 이용하여 치수를 측정하였다. 치수 측정에 사용된 도어 판넬 치수 검사구를 Fig. 7(a)에 보였다. 측정 방법은 검사구의 정해진 지점에 프론트 도어 판넬의 해당 지점을 고정시킨 후에 정해진 21개의 측정점에서 검사구를 기준으로 프론트 도어 판넬의 상대변위를 Fig. 7(b)과 같은 방식으로 측정하는 방식이다.

Fig. 8(a)는 21개 측정점에서 치수 오차가 있는 도어 판넬의 측정결과를 보여준다. 넥 결함이 있는 F와 G판넬과 넥 결함이 발견되지 않은 C와 D'판넬이 일반적인 프론트 도어 판넬의 허용 공차 범위를 벗어나는

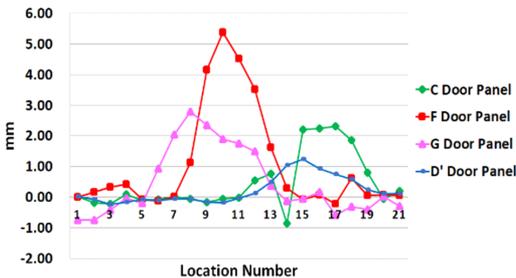


(a) Inspection jig

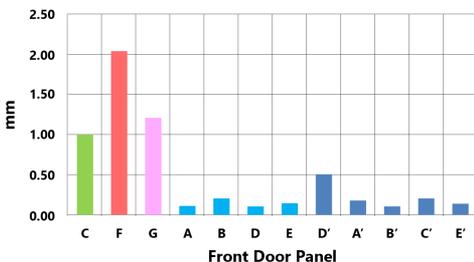


(b) Sketch for a cross section of an inspection jig and a panel

Fig. 7 Inspection jig for front door panel dimension measurement



(a) Comparison of the vertical dimensions between door panels at the measurement points



(b) RMSE

Fig. 8 Front door panel dimension error

것으로 판명되었다. 정상 치수를 가진 판넬과 허용 공차를 벗어나는 치수를 가지는 판넬을 쉽게 비교하기 위해서 21개 측정점에 대한 전체적인 치수 오차를 RMSE (root mean square error)로 계산하여 Fig. 8(b)에 보였다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 차량의 프레스 성형 부품인 프론트 도어 판넬 중에서 넥 결함이 있는 도어 판넬을 구조 진동 특성의 차이를 이용하여 정상 판넬과 구분해낼 수 있는지 조사하고자 하였다. 이를 위하여 도어락 위치에 넥 결함이 있는 2개의 도어 판넬을 포함하여 총 12개의 도어 판넬에 대하여 임팩트 해머 시험을 실시하였다. 정상 도어 판넬에서 측정된 여러 진동 모드에서 비교의 대상으로 삼을만한 진동 모드를 선정하였고, 넥 결함이 있는 도어 판넬이 선정된 모드 중 상당수에서 정상 판넬과 뚜렷이 구분되는 진동 고유주파수를 가짐을 알 수 있었다.

도어 판넬 검사구를 이용한 치수 검사 결과 넥 결함이 있는 F와 G 두 도어 판넬 모두에서 허용 공차 범위를 상당히 벗어나는 치수 오차가 확인되었다. 넥 결함을 외관으로 확인할 수 없어 초기에 정상으로 분류되었던 도어 판넬 중에서도 다른 정상 도어 판넬과는 구분되는 진동 특성을 보이는 판넬이 존재하여 치수를 측정할 결과, 허용 공차를 벗어나는 치수 오차를 갖는 도어 판넬로 판명이 되었다.

넥 결함이 있는 충분한 양의 도어 샘플을 구하기 어려워 넥 결함과 치수 오차가 고유진동수의 변화에 각각 어느 정도의 영향을 주는지 현 단계에서는 알 수 없다. 또한 넥 결함의 발생과 치수 오차와의 관계도 현재로서는 알 수 없으나 프레스 성형과정에서 넥 결함의 발생과 비정상 성형과정에서 발생할 수 있는 판넬 뒤틀림에 의한 치수 오차 발생은 서로 연관되어 있을 가능성이 있어 향후 연구를 통해 규명할 필요가 있다.

실물 성형 부품을 필요한 만큼 충분히 확보하기 어렵기 때문에 유한 요소 모델에 바탕한 인위적 결함 모델을 이용하여 프레스 성형 부품의 넥 결함과 치수 오차가 각각 성형 부품의 구조 진동에 미치는 영향을 분석해 볼 수 있다. 현재 도어 판넬보다 단순한 형상의 성형 부품에 대해 연구 중이다. 넥 결함과 치수 오차 발생 메커니즘의 상관관계를 규명하는 것은 쉽지 않은 문제이며, 선행 연구로서 도어 판넬보다 단순한 형상

을 가진 유한요소 모델을 정의하고, 프레스 성형 과정의 마찰 조건, 강관의 두께 산포 등의 조건을 조절하여 넥 발생 조건을 찾아, 넥 발생 조건을 포함한 다양한 성형 해석 결과에서 얻은 대량의 데이터를 분석하는 방식의 연구를 생각해 볼 수 있다.

## References

(1) Won, S. T., Kim, J. D., Kim, D. U., Kim, G. H. and Yoon, G. S., 2014, Trends of Press Forming Industry and Technology, Transactions of Materials Processing, Vol. 23, No. 6, pp. 392~396.

(2) Adams, A. D. and Cawley, P., 1979, The Location of Defects in Structures from Measurements of Natural Frequencies, Journal of Strain Analysis, Vol. 14, No. 2, pp. 49~57.

(3) Nandwana, B. P. and Maiti, S. K., 1997, Detection of Location and Size of a Crack in Stepped Cantilever Beam Based on Measurement of Natural Frequencies, Journal of Sound and Vibration, Vol. 203, No. 3, pp. 435~446.

(4) Orhan, S., 2007, Analysis of Free and Forced Vibration of a Cracked Cantilever Beam, NDT & E International, Vol. 40, No. 6, pp. 443~450.

(5) Hwang, H. Y., 2007, Damage Detection of a Structure Based on Natural Frequency Ratio Measurements, Journal of The Korean Society for Aeronautical & Space Sciences, Vol. 35, No. 8, pp. 726~734.

(6) Kim, J. H., Lee, J. W. and Lee, J. Y., 2015, Multi-crack Detection of Beam Using the Change of Dynamic Characteristics, Journal of Sound and Vibration, Vol. 25, No. 11, pp. 731~738.

(7) Kessler, S. S., 2002, Damage Detection in Composite Materials Using Frequency Response Methods, Composites Part B: Engineering, Vol. 33, No.1, pp. 87~95.

(8) Huh, Y. C., Kim, J. K. and Park, S. H., 2007, A Study about the Damage Model of Cantilever Beam with Open Crack Generated in Whole Breadth of the Beam, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 17, No. 10, pp. 936~945.

(9) Son, I. S., Ahn, S. J. and Han, I. Y., 2009, Study on Detection of Crack and Damage for Cantilever Beams Using Vibration Characteristics, Journal of Sound and Vibration, Vol. 19, No. 9, pp. 935~942.

(10) Son, I. S., Lee, D. H. and No, T. W., 2011, Experimental Study on Detection of Crack for Coupled Bending-torsional Vibration of L-beam, Journal of Sound and Vibration, Vol. 21, No. 2, pp. 169~177.

(11) The LMS Test.lab., 2012, Modal Analysis Manual, Ver. 12A .



**Hyung-Seok Kook** is a professor at Department of Automotive Engineering, Kookmin Univ. He received Ph.D. in mechanical engineering from Purdue Univ. in 1997. His research interests are general NVH-related topics, such as noise and vibration control in automobiles, noise source identification and sound visualization, and test methodology, simulation, evaluation, and engineering of vehicle's NVH.

# 균일 유입류에서의 모형추진기 캐비테이션 소음특성 실험연구

## Experimental Study on the Cavitation Noise Characteristics of Model Propeller in Uniform Inflow

설 한 신<sup>†</sup>  
Hanshin Seol<sup>†</sup>

(Received September 14, 2018 ; Revised October 23, 2018 ; Accepted October 23, 2018)

**Key Words** : Propeller Noise(추진기 소음), Propeller Cavitation(추진기 공동) Model Test(모형시험), Large Cavitation Tunnel(대형캐비테이션터널)

### ABSTRACT

In this study, propeller cavitation and the resulting noise were analyzed experimentally in uniform inflow conditions. The propeller cavitation observation and noise measurements tests were conducted in the KRISO Large Cavitation Tunnel (LCT), with size 2.8 m (B) × 1.8 m (H) × 12.5 m (L). The test setup and conditions are introduced and the propeller noise test procedure is briefly described. To investigate the propeller cavitation and induced noise, propeller noise measurement tests were performed under various pressure and propeller loading conditions. Propeller noise results are presented along with the cavitation observation. The relation between the cavitation patterns and measured noise were analyzed.

### 1. 서 론

해상 물동량의 증가는 많은 해양환경문제를 야기하고 있으며 특히 최근 인간의 해양에서의 활동, 특히 선박운항에 의한 해양소음오염은 큰 이슈로 대두되고 있다. 국제해사기구(international maritime organization, IMO)는 해양환경보호 관련 규제를 점차 강화하고 있으며 해양환경보호를 위하여 온실가스 배출관련 규제를 이미 시행중에 있고 해양소음오염을 방지하기 위한 규제방안에 대해서도 논의가 진행 중에 있다<sup>(1,2)</sup>. 해양소음오염의 주요 원인은 선박, 특히 선박의 추진기에서 발생하는 캐비테이션에 의한 소음으로 이는 최근 조선/해양 산업계 및 환경보호단체에서 큰 관심분야가 되고 있다. 각 선급, 유럽연합 프로젝트들이 해양소음

오염으로부터 해양생태계를 보호하기 위한 선박의 수중방사소음을 감소시키기 위한 연구를 지속하고 있으며 국제해사기구(IMO)는 선박 방사소음에 의한 해양생태계 보호를 위한 비의무지침(non-mandatory guideline)을 발표한 것으로 이를 입증하고 있다<sup>(1,3,4)</sup>.

앞서 언급한 것처럼 선박 수중방사소음의 대부분을 차지하는 추진기 캐비테이션 소음은 모형시험 또는 수치계산을 이용하여 소음수준을 예측하고 있으며 선박해양플랜트연구소(Korea research institute of ships and ocean engineering, KRISO)에서도 상선을 비롯하여 함정, 잠수함 등의 추진기 소음 연구가 많이 진행되고 있다<sup>(4,5)</sup>. 이뿐 아니라 국내의 여러 연구기관에서도 실선 추진기에서 발생하는 캐비테이션 소음을 분석하기 위한 다양한 연구들이 수행되어 왔다<sup>(6,7)</sup>.

추진기소음 모형시험은 대형캐비테이션 터널이나 감

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering  
E-mail : seol@kriso.re.kr

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

압수조(depressurized wave basin)에서 모형시험과 평가가 이루어지고 있지만 시험환경 및 시험법은 각 시설마다 차이가 있어 추진기소음 시험에 대한 측정의 정확성과 신뢰성에 대한 연구는 거의 이루어지지 않았다. 그러므로 ITTC를 비롯한 관련 연구기구에서는 이에 대한 체계적인 연구를 권고하고 있다<sup>8)</sup>.

이 연구는 단순한 형상의 모형추진기를 이용하여 균일 유입류 하에서 캐비테이션 수 및 추진기 추력조건을 변화하면서 소음시험을 수행하여 추진기 캐비테이션 변화에 따른 소음결과를 분석하고 이를 향후 국외 연구기관과의 비교/분석을 통해 추진기소음 모형시험기법 및 시험결과에 대한 신뢰성 및 정확성을 확보하고자 한다.

## 2. 추진기소음 모형시험

### 2.1 모형시험 시설(test facility)

모형 추진기 캐비테이션 관찰 및 소음계측시험은 선박해양플랜트연구소(KRISO) 대형캐비테이션터널에서 수행하였다. KRISO 대형캐비테이션터널은 완공이후부터 많은 상선과 함정, 수중함, 수중무기체계의 추진기 캐비테이션 모형시험을 수행해 오고 있다. KRISO 대형캐비테이션터널은 길이 60 m, 높이 22.5 m, 폭 6.5 m를 가지며 미 해군 연구소의 대형캐비테이션터널(LCC)에 이어 전 세계 두 번째로 큰 터널로 상선 시험시설로는 세계에서 가장 큰 터널로 알려져 있다. 시험이 이루어지는 관측부는 폭 2.8 m, 높이 1.8 m, 길이 12.5 m이며 관측부 최고유속은 16.5 m/s, 터널 내부압력을 0.02 bar ~ 3.5 bar까지 조절이 가능하여 다양한 압력 및 추진기 하중조건에서 시험이 가능하다. 이 시험이 수행된 대형캐비테이션터널의 형상과 시험이 이루어지는 관측부를 Fig. 1과 Fig. 2에 나타내었다.

모형 추진기의 구동 및 힘의 측정을 위하여 어뢰형상의 동력계를 제작, 활용하였다. 시험에 활용된 동력계 및 구동모터는 회전수 3500 r/min, 추력 2200 N, 토크 120 N·m까지 계측이 가능하다.

추진기 소음은 터널 관측부 하부에 설치된 소음센서를 활용하였고 센서를 통해 계측된 소음신호는 증폭기를 통해 소음획득시스템(data acquisition system)으로 신호를 계측하였다.

### 2.2 모형 추진기(model propeller)

Fig. 3과 Table 1에 모형 추진기의 형상과 주요제원

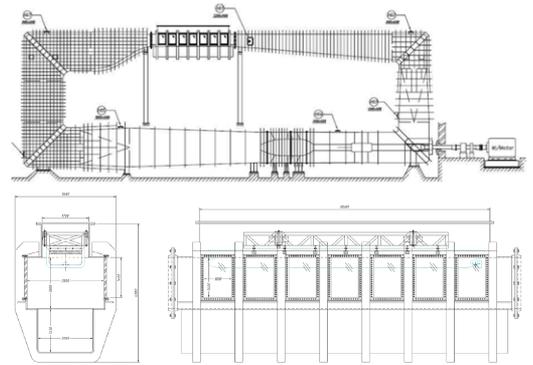


Fig. 1 Schematic diagram of the KRISO large cavitation tunnel

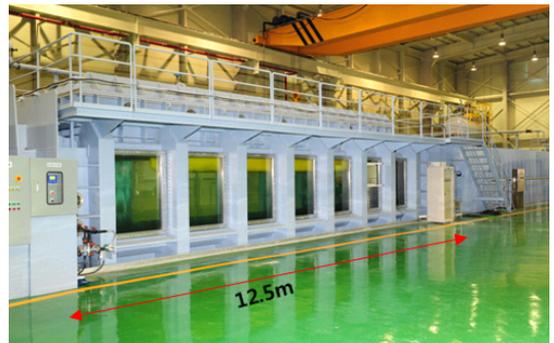


Fig. 2 Test section of the KRISO large cavitation tunnel

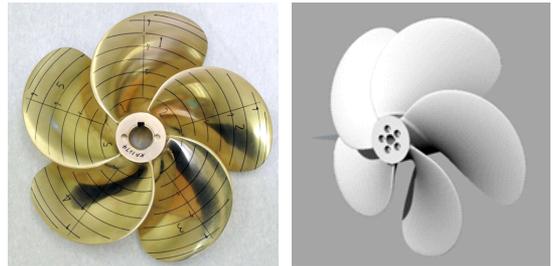


Fig. 3 Model propeller (CAD & manufactured)

Table 1 Principal dimension of model propeller

Model propeller	Value
Scale ratio	3.0
(P/D) at 0.7R	0.8475
Rake angle	0
Skew angle	19
Number of blade	5
Direction of rotation	R.H.
Material	bronze

을 나타내었다. 모형 추진기는 고정피치 추진기로 직경 0.25 m로 황동으로 제작되었다.

**2.3 모형시험 구성(test set-up)**

추진기 캐비테이션 및 소음시험은 Fig. 4와 같이 모형 추진기를 제작된 동력계의 전방에 고정시키고 허브 캡을 부착하였으며 대형캐비테이션터널 관측부의 중앙에 위치하도록 하였다.

모든 시험조건에서 추진기 캐비테이션 패턴은 스트로보스코프와 축 시그널을 동기화하여 캡코더와 디지털카메라를 이용하여 관찰, 영상을 저장하였다.

소음계측시스템은 수중 청음기, 신호조정 증폭기 및 데이터계측시스템으로 구성되어 있다. 수중청음기에서 계측된 신호는 신호조정증폭기로 증폭된 후 데이터계측시스템에 의해 256 kHz의 샘플링 속도로 저장되어 100 kHz의 주파수까지 분석하였다. 이 시험에서는 각 케이스 별로 60초간의 데이터를 계측하여 소음특성을 분석하였다.

**2.4 추진기소음 모형시험 절차**

추진기 소음계측은 세 단계로 수행되었다. 먼저 기설정된 추진기 전진비 및 캐비테이션 수 조건에서 모형추진기의 캐비테이션 관찰시험과 동시에 추진기 소음계측시험을 수행한다. 이후 추진기소음을 계측한 동일조건에서 추진기를 제거한 상태에서의 배경소음을 계측한다. 배경소음은 캐비테이션 터널 내부의 유동소음, 추진기를 구동하기 위한 모터, 축계 등 기계류 소음, 청음기 설치방법 등에 따른 유동소음 등 관심 소음원인 추진기를 제외한 모든 소음을 의미하며 첫 번째 단계에서 계측된 추진기소음이 배경소음보다 커야지만 추진기소음 계측 결과가 의미를 가질 수 있다. 일반적으로 계측된 추진기소음 신호가 배경소음보다

6 dB 이상 큰 경우 계측된 추진기소음 결과가 유효성을 가진다고 알려져 있으며 추진기소음과 배경소음의 차가 6 dB보다 작을 경우 식 (1)과 같이 계측된 음압에서 배경소음을 고려한 배경소음보정(background noise correction)하여 결과를 도출한다<sup>(8)</sup>.

$$SPL_{corr} = 10 \log_{10} (10^{SPL_{m+bg}/10} - 10^{SPL_{bg}/10}) \quad (1)$$

이 연구의 경우 추진기 캐비테이션이 발생하였을 때 전 주파수 영역에서 추진기소음이 유효성을 가져 배경소음보정 없이 계측된 결과를 활용하여 소음을 분석하였다. 세 번째 단계는 전달함수 계측시험이다. 일반적으로 소음시험이 이루어지는 대형캐비테이션터널 관측부는 무한음장이 아닌 닫혀진 공간으로 터널내부의 반향(reverberation) 효과와 수중청음기의 설치상태 등 소음계측시스템의 구성, 소음원과 소음계측부 사이의 거리 등에 영향을 받는다. 따라서 측정된 추진기소음을 자유음장에서의 결과로 변환하기 위하여 소음원과 소음계측시스템 사이의 전달손실과 반향효과들을 고려한 상관관계를 계측하여야 한다.

$$L_S = L_v + T.F \quad (2)$$

- $L_S$ : 무한 음장에서의 음원 준위 (dB re 1μPa@1m)
- $L_v$ : 소음계측 시스템에서 계측된 결과
- $T.F$ : 소음원에서 발생한 소음이 계측부까지 전달되는 함수

전달함수 계측시험은 음원준위를 알고 있는 소음원을 관심 소음원인 추진기 위치에 설치하여 전달함수를 계측한다. 그러므로 추진기의 소음원 준위는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다<sup>(9)</sup>.

**2.5 추진기소음 모형시험 조건**

이 연구에서 수행한 모형시험 조건은 Table 2와 같다. 전진비( $J$ )를 고정한 상태에서 터널내부압력을 조절하여 동일 추력계수( $K_T$ )에서 캐비테이션 수( $C_v$ )를 변

**Table 2** Test condition

Condition	$J$	$K_T$	$C_v$
#1	0.4	0.255	13.3
#2	0.4	0.255	8.1
#3	0.4	0.255	7.0
#4	0.5	0.203	13.3
#5	0.5	0.203	8.1
#6	0.5	0.203	4.5



**Fig. 4** Set-up

화시켰다. 추진기 날개 끝단 속도에 대한 추진기 축의 전진속도 비를 나타내는 전진비, 추력계수, 캐비테이션 수는 식 (3)~(6)과 같은 무차원 계수로 나타낼 수 있다.

$$J = \frac{V_A}{nD} \tag{3}$$

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \tag{4}$$

$$C_n = \frac{p_0 - p_v}{1/2 \rho n^2 D^2} \tag{5}$$

$$C_v = \frac{p_0 - p_v}{1/2 \rho V_A^2} \tag{6}$$

여기서,  $V_A$ 와  $\rho$ 는 관측부에서의 터널내부 유속과 작동유체의 밀도를 나타내며  $n$ 과  $D$ 는 각각 모형추진기의 회전수 및 직경을 의미한다.  $T$ 는 추진기의 추력을 의미하며 캐비테이션 수를 나타낼 때의 변수  $p_0$ 와  $p_v$ 는 각각 터널내부 정압과 증기압을 의미한다. 일반적으로 추진기 캐비테이션 수는 추진기 회전수를 고려한 식 (5)와 같은  $C_n$ 을 많이 활용하지만 이 시험에서는 국외 타 연구기관과의 시험결과 비교를 위하여 식 (6)과 같이 관측부에서 터널 내부유속으로 정의한  $C_v$ 를 기준 캐비테이션수로 정의하였다.

### 3. 추진기소음 모형시험 결과

#### 3.1 추진기 캐비테이션 관찰

추진기 캐비테이션 패턴은 동일 캐비테이션 수 시험조건에 따라 Fig. 5에 나타내었다.

추진기 캐비테이션 패턴은 동일 캐비테이션 수에서 전진비  $J=0.5$ 인 경우보다 전진비  $J=0.4$ 에서 많은 캐비테이션 발생량을 보여주고 있다. 이는 Table 2에서 보듯이 낮은 전진비에서 추진기에 더 큰 하중이 가해졌기 때문이다. 시험조건 4의 경우는 완전 비공동 상태이며, 동일 전진비에서는 캐비테이션 수가 낮아짐에 따라 날개 끝 와류 캐비테이션(tip vortex cavitation) 발생량이 커지고 추진기 앞층 캐비테이션(propeller sheet cavitation)의 발생면적이 넓어짐을 확인할 수 있다.

이 시험의 모든 조건에서 과도한 얇은 층 캐비테이션은 관찰되지 않았으며 캐비테이션으로 인한 추력감소 역시 측정되지 않았다.

#### 3.2 추진기 캐비테이션 및 추진기소음 상관관계 분석

추진기 캐비테이션 변화에 따른 추진기소음 결과는 캐비테이션 수와 전진비 두 가지 변수에 따라 비교할 수 있다. 즉, 동일 추력에서 캐비테이션 수에 따른 비교와 동일 캐비테이션 수에서 추진기 추력의 변화에 따른 추진기 캐비테이션-소음의 상관관계를 분석하였다.

Fig. 6은 전진비  $J=0.4$ 인 경우에 캐비테이션 수 변화에 따른 최종 추진기소음을 비교한 결과이다. 모든 시험조건에서 5 kHz와 7 kHz 부근 주파수 대역에서 명음(singing) 소음이 측정되었다. Fig. 5의 전진비 0.4인 경우 캐비테이션 패턴 결과에서 보듯이 캐비테이션 수가 낮아짐에 따라 날개 끝 와류 캐비테이션과 얇은 층 캐비테이션 발생면적이 넓어지고 있으며 저주파 대역을 비롯한 전 주파수 영역에서 소음이 증가하는 것을 확인할 수 있다. 특히 시험조건 1과 시험조건 2의 결과를 비교해보면 추진기 캐비테이션 발생영역이 넓어짐에 따라 명음소음이 점차 줄어들고 캐비테이션에 의한 소음이 커지는 것을 볼 수 있다. 추진기

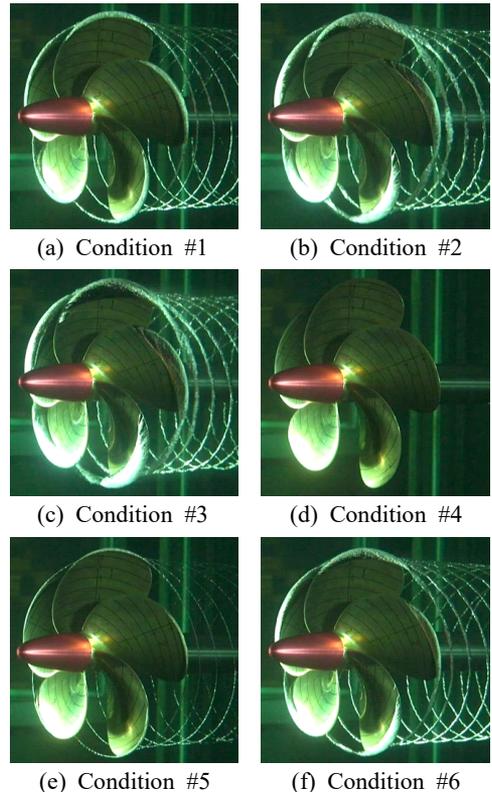


Fig. 5 Cavitation pattern

명음은 추진기 날개의 국부 고유진동수와 날개 뒷전의 와류홀림주파수(vortex shedding frequency)가 일치하면서 발생하는 일종의 공진 현상에 의한 소음이다<sup>(10)</sup>. 이 시험의 경우 추진기 캐비테이션의 발생량과 발생 부위가 증가하면서 캐비테이션에 의한 추진기 날개 뒷전의 와류홀림주파수가 불규칙해져 명음소음이 감소한 것이다. 이는 명음소음이 영향을 주고 있는 1 kHz ~ 10 kHz 대역에서 캐비테이션 발생량이 커진 시험조건 2가 캐비테이션 발생량이 적은 시험조건 1에 비하여 소음이 작아진 결과와 얇은 층 캐비테이션이 주로 영향을 미치는 저주파 대역의 소음은 약 20 dB 이상 증가한 결과에서 확인할 수 있다.

전진비 0.5인 경우에서도 유사한 소음결과를 보여주고 있다. 비공동 상태인 시험조건 4는 저주파대역에서 매우 낮은 소음수준을 나타내고 있고 전진비 0.4인 경우와 마찬가지로 4 kHz ~ 7 kHz 사이에서 강한 명음소음이 계측되었다. 시험조건 5에서 캐비테이션 수가 낮아져 날개 끝 와류 캐비테이션이 발생하였으며 이로 인해 1 kHz 부근에서 급격한 소음증가가 계측되었다.

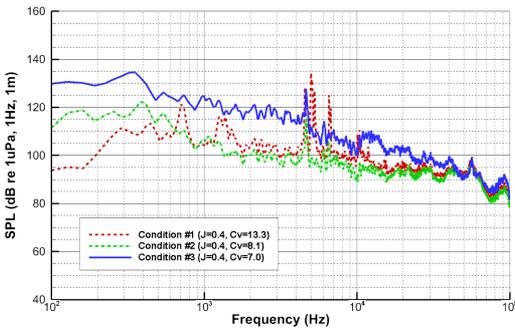


Fig. 6 Effect of cavitation number on propeller noise (J = 0.4)

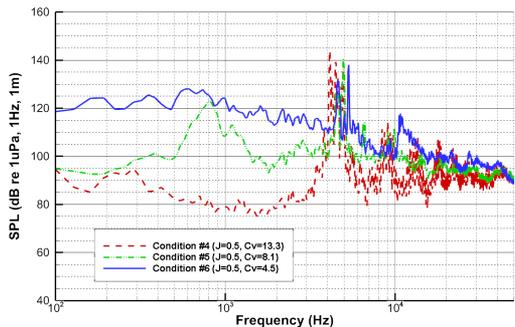


Fig. 7 Effect of cavitation number on propeller noise (J = 0.5)

캐비테이션 수가 더 낮아진 시험조건 6은 리본 형상의 날개 끝 와류 캐비테이션과 얇은 층 캐비테이션이 발생하여 저주파 대역에서 20 dB 이상의 소음증가와 날개 끝 와류 캐비테이션의 영향을 받는 고주파대역의 소음 역시 증가하였다<sup>(11)</sup>.

두 번째는 추진기 추력에 따른 소음변화에 대하여 고찰하였다. Table 2에서 보듯 전진비에 따라서 추력계수의 차이가 있으며 이는 전진비 0.4인 경우가 전진비 0.5인 경우보다 추진기가 내는 추력이 더 큰 것을 의미한다. 동일 캐비테이션 수에서 추진기가 발생하는 추력에 따른 추진기 캐비테이션과 소음의 변화에 대하여 분석하였다.

Fig. 8은 시험조건 1과 시험조건 4를 비교한 것으로 캐비테이션 수( $C_v = 13.3$ )가 동일한 상태에서 추력계수가 각각 0.255, 0.203인 경우의 소음을 비교한 결과이다.

추진기 하중 즉, 추진기에서 발생하는 추력이 클수록 발생하는 캐비테이션의 양이 증가하며 이로 인해 추진기 소음이 증가하는 것을 볼 수 있다<sup>(11)</sup>. 특히 시험조건 4의 경우는 비공동 상태이고 동일 캐비테이션 수에서 하중이 증가한 시험조건 1은 성장한 얇은 층 캐비테이션이 발생하여 저주파수 대역에서 소음이 증가하였다. 고주파 대역에서도 날개 끝 와류 캐비테이션의 발생과 성장으로 비공동상태일 때보다 1 kHz ~ 3 kHz 대역의 소음이 증가하였다. 또한 전진비 변화로 인하여 날개 뒷전의 와류 홀림 주파수가 바뀌어 명음 주파수도 변화한 것을 볼 수 있다<sup>(12)</sup>.

Fig. 9는 캐비테이션 수 8.1인 조건에서의 추진기 추력변화에 따른 소음결과이다. 앞선 Fig. 8은 비공동상태와 캐비테이션이 발생한 상태에서의 소음의 차이를 보여준다면 Fig. 9는 동일한 날개 끝 와류 캐비테이션의 강도 변화에 따른 소음변화를 볼 수 있다. 시험조건 5는 모든 블레이드에서 날개 끝 와류 캐비테이션이 약하게 발생한 상태이며 시험조건 2는 동일 캐비테이션 수에서 추진기 추력이 증가하여 날개 끝 와류 캐비테이션의 강도가 커져 리본 형상의 강력한 날개 끝 와류 캐비테이션과 추진기 반경의 약 80%(0.8 R) 정도까지 얇은 층 캐비테이션이 발생한 상태이다.

앞선 시험결과와 같이 캐비테이션이 성장해 감에 따라 명음에 의한 토널성분 소음은 줄어들고 있다. 이 비교결과에서 고주파대역의 소음은 날개 끝 와류 캐비테이션의 발생량이 많아져도 크게 증가하지 않은 것을 볼

수 있다. 오히려 명음소음의 감소로 캐비테이션 발생량이 더 많은 시험조건 2에서 고주파대역 소음이 작아진 것을 볼 수 있다. 캐비테이션 소음은 발생한 공동의 체적변화 가속도에 비례하는데 이 시험은 균일류 조건에서 시험이 수행되어 날개 끝 와류 캐비테이션의 발생량은 차이를 보이고 있지만 와류 캐비테이션 내의 버블들의 체적변화는 발생량에 비하여 크지 않아 고주파대역에서는 유사한 소음수준을 보이는 것으로 사료된다<sup>(11)</sup>. 특히 Fig. 9의 결과에서 1 kHz 주파수 대역의 소음은 캐비테이션 발생량이 많은 시험조건 5에서 더 작아지는 특이한 현상을 보여주고 있다. 일반적으로 날개 끝 와류 캐비테이션 초생(inception)은 1 kHz 주변 주파수에 영향을 준다고 알려져 있다<sup>(8)</sup>. 시험조건 5의 경우 날개 끝 와류 캐비테이션이 약하게 발생하는 초생과 가까운 조건이기 때문에 추진기회전에 따라 캐비테이션의 불안정성이 큰 상태라 볼 수 있다. 이러한 캐비테이션의 불안정성으로 인해 캐비테이션이 안정적으로 발생하는 시험조건 2의 경우에 비하여 1 kHz 주변 주파수 대역의 소음이 크게 발생하였다. 하지만 추진기 날

개에서 얇은 층 캐비테이션이 발생한 경우는 거시적 운동특성을 새로운 소음원이 생성되어 저주파대역에서 소음이 증가함을 볼 수 있다.

위의 추진기 캐비테이션 패턴과 발생소음과의 상관관계를 살펴보면 날개 끝 와류 캐비테이션이 발생할 경우 1 kHz 대역 부근에서 급격한 소음의 증가가 발생하며 날개 끝 와류 캐비테이션의 발생량이 증가함에 따라 주변 주파수대역으로의 소음증가 현상이 나타나고 있다. 하지만 날개 끝 와류 캐비테이션의 발생량의 증가에 비하여 고주파 대역의 소음증가는 크지 않았으며 얇은 층 캐비테이션의 발생은 1 kHz 이하의 저주파대역에 영향을 주는 것으로 나타났다.

#### 4. 결 론

선박해양플랜트연구소의 대형캐비테이션터널과 단순형상의 모형추진기를 이용하여 추진기 캐비테이션 관찰시험과 소음계측시험을 수행하고 발생한 추진기 캐비테이션 패턴에 따른 추진기 소음특성을 분석하였다. 추진기 추력 및 압력조건에 따라 비공동 상태에서 서부터 명음소음, 날개 끝 와류 캐비테이션과 추진기 얇은 층 캐비테이션의 발생과 성장에 따른 소음특성을 분석하였다.

추진기 소음특성은 일반적으로 발생한 캐비테이션의 양의 증감과 유사한 특성을 보여주고 있다. 캐비테이션 수의 감소 또는 추진기 추력 증가로 날개 끝 와류 캐비테이션의 성장은 고주파대역에서 저주파 대역으로 소음성장 주파수가 옮겨갔으며 얇은 층 캐비테이션은 2 kHz ~ 3 kHz 이내의 저주파대역에서 소음의 증가를 가져왔다. 날개 끝 와류 캐비테이션의 발생은 비공동상태에 비하여 새로운 소음원의 생성으로 큰 소음수준의 증가가 있으며 날개 끝 와류 캐비테이션의 초기 성장시점에서는 캐비테이션 불안정성으로 인한 소음이 발생한다. 이후 날개 끝 와류 캐비테이션이 강해져 안정화가 되면 이러한 불안정성으로 인한 소음은 줄어들며 날개 끝 와류 캐비테이션의 강도가 강해짐에 따라 고주파대역을 중심으로 소음이 증가하였다. 하지만 균일류 상에서 안정적으로 성장하는 날개 끝 와류 캐비테이션은 캐비테이션 발생강도에 비하여 소음의 증가도는 비례하지 않는 것으로 계측되었다. 이는 균일류 상에서 추진기 회전 방위각에 따라 소음원인 날개 끝 와류 캐비테이션의 체적변화율이 작기 때문에 나

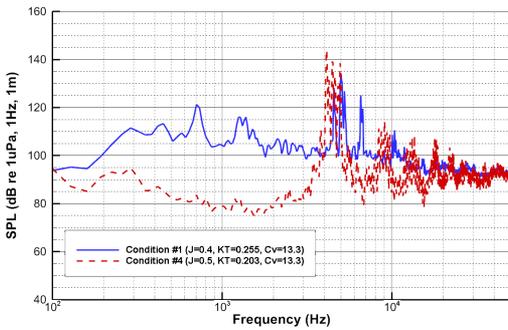


Fig. 8 Effect of propeller loading on propeller noise ( $C_v = 13.3$ )

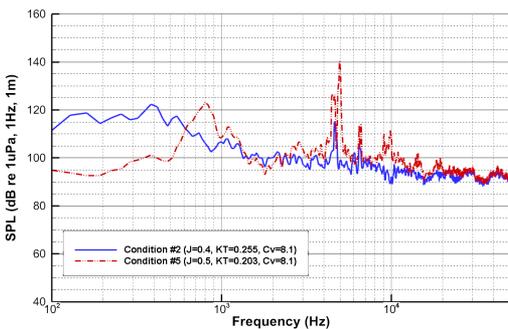


Fig. 9 Effect of propeller loading on propeller noise ( $C_v = 8.1$ )

타난 현상이다.

추진기 날개의 구조특성과 날개 뒷전의 와류홀림 유동현상에 의하여 발생하는 명음소음은 추진기 캐비테이션이 성장함에 따라 와류홀림유동의 주기성이 약화되어 점차 토널 성분의 소음수준이 감소하였다.

캐비테이션터널에서 추진기소음 모형시험은 실제선박의 소음수준을 예측할 수 있는 가장 정확하고 신뢰할 수 있는 방법이다. 하지만 추진기소음 모형시험 결과에 대한 비교, 검증 연구는 최근의 해양환경보호 규제와 관심으로 이제 막 시작단계에 들어섰다고 볼 수 있다.

이 연구는 향후 동일 시험모델 및 시험조건에 대하여 전 세계 추진기소음 연구기관과의 비교연구가 예정되어 있으며 이는 향후 추진기소음 모형시험기법 마련과 물리적인 추진기소음 특성을 분석하기 위한 기반이 될 수 있을 것이다.

## 후 기

이 연구는 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소의 주요사업 ‘추진기 소음기술을 응용한 추진기침식 모형시험법 개발과 추진기 소음저감기술고도화’ 과제 (PES9270)와 방위사업청과 국방과학연구소가 지원한 선박해양플랜트연구소의 ‘미래잠수함 저소음추진기 특화연구실’ 과제의 지원으로 수행되었으며 상기과제 연구결과의 일부입니다.

## References

(1) International Maritime Organization, 2011, Report of Maritime Environment Protection Committee (MEPC), 62<sup>nd</sup> Session Agenda Item 19 (62/19), Noise from Commercial Shipping and Its Adverse Impacts on Marine Life – development of and International Standard.

(2) National Research Council (U.S.) Committee on Potential Impacts of Ambient Noise in the Ocean on Marine Mammals, 2003, Ocean Noise and Marine Mammals, National Academic Press.

(3) The International Fund for Animal Welfare, 2009, Reducing Underwater Noise Pollution From Large Commercial Vessels.

(4) Seol, H., Kim, K. S. and Park, Y. H., 2017, Trend for Ship Propeller Noise Technology and KRISO R&D Status, Bulletin of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 54, No. 2, pp. 29~37.

(5) Seol, H., Park, C. and Kim, K. S., 2016, Numerical Prediction of Marine Propeller BPF Noise Using FW-H Equation and Its Experimental Validation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 6, pp. 705~713.

(6) Kim, S.-Y., Han, K. H and Song, O., 2017, Study on the Analysis of Cavitation Inception Speed Using Hull Vibration, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 5, pp. 602~607.

(7) Lee, J.-H., Kim, D.-H. and Shin, Y.-H., 2018, Use of Spectral Kurtosis for Hyperbolic Localization of Propeller Tip Vortex Cavitation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 3, pp. 356~364.

(8) Specialist Committee on Hydrodynamic Noise, 2015, Proceedings of 27<sup>th</sup> International Towing Tank Conference.

(9) Seol, H., Park, C., Park, Y. and Kim, G., 2013, Measurement of Propeller Cavitation Noise in the MOERI Large Cavitation Tunnel, The 3<sup>rd</sup> International Conference on Advanced Model Measurement Technology for the Maritime Industry (AMT'13).

(10) Carlton, J. S., 2012., Marine Propellers and Propulsion. Oxford, Butterworth-Heinemann.

(11) Bark, G., 1988, On the Mechanisms of Propeller Cavitation Noise. Ph.D. Thesis. Charlmers University of Technology.

(12) Choi, S., 2013, Consideration of Propeller Singing Phenomena on Ship, Journal of KSVNE, Vol. 23, No. 2, pp. 16~19.



**Hanshin Seol** received his B.S. in Aerospace Engineering from Pusan National University in 1998. He received his M.S. and Ph.D. degree in Mechanical and Aerospace Engineering from Seoul National University in 2001 and 2005. He is now a principal researcher and the head of the ‘Future Submarine Low Noise Propeller Research Laboratory’ at Korea Research Institute Ships and Ocean Engineering in Daejeon, Korea. Dr. Seol’s current research interests include hydroacoustics, propeller noise and development of propeller noise reduction technology.

# 사다리꼴 주름판의 최적형상 및 엄밀진동에 관한 연구

## A Study on Optimal Shape and Refined Vibration of Trapezoidal Corrugated Plates

김영완\* · 정강†

Young-Wann Kim\* and Kang Jung†

(Received September 14, 2018 ; Revised November 2, 2018 ; Accepted November 16, 2018)

**Key Words :** Corrugated Plate(주름판), Orthotropy(직교이방성), Surface Fitting(곡면피팅), Correction of Error(오차보정), Refined Rigidity(엄밀강성), Optimal Shape(최적형상), Natural Frequency(고유진동수)

### ABSTRACT

In this study, the refined rigidities, optimal shapes, and free vibration of trapezoidal corrugated plates were analyzed. The rigidities of trapezoidal corrugated plates by material mechanical analysis have large errors as compared with practical behavior. Thus, the refined rigidities of the plates are proposed by calculating two-variable functions by surface fitting for the correction of errors. These rigidities were applied in analyzing the optimal shapes and free vibration of the plates. In addition, a Visual Basic program was developed for the vibration analysis.

### 1. 서 론

주름판(corrugated plate)은 평판을 파형(wave form)으로 주름잡아 강성(rigidity)을 크게 증대시킨 판구조물로 많은 산업분야에서 널리 사용되고 있다.

주름판은 평판이 등방성(isotropy)인 반면에 주름방향의 직각방향 강성이 증대된 것으로 기하학적 특성상 직교이방성(orthotropy) 구조물로서 분류된다. 이와 같은 직교이방성판으로서의 주름판에 대한 강성 및 진동 데이터는 재료역학적 해석으로 어느 정도의 정확도로 도출되는 데는 한계가 있으며 그 기하학적 형상에 따라 큰 오차가 뒤따른다.

이러한 주름판의 파형 종류는 정현파(sine wave), 사다리꼴파(trapezoid wave), 방형파(square wave), 삼각파(triangle wave), 톱니파(sawtooth wave) 등이 있다.

그동안 발표된 연구논문들을 살펴보면, 주름판의 진동해석은 직교이방성판으로서 강성해석이 선행되어야 하는데, Seydel은<sup>(1)</sup> 파형 주름판에 대하여 압축 실험으로 강성을 규명하고자 하였고, Fung은<sup>(2)</sup> 파형 주름판을 평판에 부착시킨 패널에 대하여 기하학적 해석방법을 제시하였다. Kinloch는<sup>(3)</sup> 사다리꼴 주름판과 평판이 조립된 패널에 대하여 강성해석을 하고자 하였으며, Perel은<sup>(4)</sup> 사다리꼴 주름판에 대하여 비교적 단순하게 기하학적으로 강성을 구하고자 하였다.

주름판 등 직교이방성판에 대한 진동을 해석한 논문의 경우는 Hoppmann 등이<sup>(5)</sup> 보강판에 대하여 실험으로 강성을 결정하고 단순지지 경계조건에 대해 진동해석을 하였고, Hearmon 등은<sup>(6-8)</sup> 직교이방성판에 대하여 강성을 임의로 가정하고 특정 경계조건에 대해 고유진동수를 해석하였다. 또한, Chen 등은<sup>(9)</sup> 사다리꼴 주름판과 평판이 조립된 완전 자유의 경계조건

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Design Engineering, Chonnam National University  
E-mail : ckang@jnu.ac.kr

\* Member, Department of Mechanical Design Engineering, Chonnam National University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

을 갖는 패널(panel)에 대하여 유한요소 해석 및 진동 실험을 하였다.

그 외에도 주름판에 대하여 등가의 개념을 적용시켜 근사적으로 정적 및 동적 해석한 논문<sup>(10-12)</sup>, 주름요소 판 하나의 길이가 두께에 비하여 상당히 긴 장방형 절판(folded plate)의 진동해석 논문<sup>(13-15)</sup> 등을 살펴볼 수 있다.

그동안, 이 저자 등은<sup>(16,17)</sup> 연결 판을 보강재로, 연결 볼트를 집중질량으로 취급하여 주름판에 대한 진동해석을 하였고, 적층복합 주름판을 균일한 두께를 지닌 직교이방성판의 균질화 모델로 취급하여 강성을 해석을 하는 등, 주름판의 강성 및 진동 해석과 관련한 연구를 지속적으로 진행하고 있다.

그러나 주름판의 강성은 이전의 논문<sup>(18)</sup>에서도 언급하였듯이 기하학적 특성과 기본가정 그리고 등가의 개념만을 고려하여 재료역학적으로 해석함으로써 제시되는 것은 엄밀성(exactitude) 차원에서 큰 오차를 유발하는 문제를 지닐 수 있고, 근사적 해석 또는 실험적 방법에 의하여 제시되는 것은 특정 경계조건, 모델에 대해서만 도출 가능한 적용 한계성(application limit)을 가질 수 있다.

따라서 이 연구에서는 사다리꼴 주름판에 대한 재료역학적 해석결과에서 유발되는 오차를 보정하기 위하여 곡면피팅(surface fitting)에 의한 2변수 오차 보정(correction of error)식을 산출함으로써 엄밀강성(refined rigidity)을 제시함과 아울러 주름판의 최적형상(optimal shape)을 결정한다. 또한, 이러한 엄밀강성을 적용하여 Ritz법에 의한 주름판의 진동해석 및 비주얼베이직(visual basic) 프로그램을 완성하고, 이 결과는 유한요소 해석 코드인 ANSYS의 결과와 비교함으로써 그 타당성을 검증한다.

## 2. 주름판의 강성 및 진동

### 2.1 주름판의 강성

이 연구에서의 사다리꼴 주름판 해석모델은 다음 Fig.1과 같으며 여기서,  $a$ 는 주름판의 주름진  $x$ 방향 길이,  $b$ 는 주름판의  $y$ 방향 길이이다. 또한, 주름판 하나의 주름요소에서 주름각은  $\theta$ , 판의 두께는  $t$ , 수평 및 경사 길이 비는  $m_c(= l_1/l)$ , 주름높이는  $h$ 이며,  $a'$ 는 주름요소의 길이,  $a_t$ 는 주름요소의 전체 길이이다.

이 연구에서의 해석모델인 사다리꼴 주름판의 재료

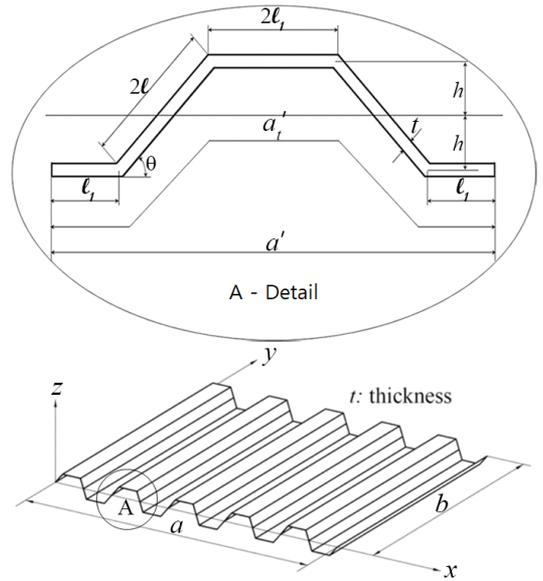


Fig. 1 Trapezoidal corrugated plate

역학적 해석에 의한 강성은 다음과 같다<sup>(18)</sup>.

주름판의  $x$ 축에 대하여 순수 굽힘모멘트가 작용하는 경우, 주름판의  $x$ 면에 대한 굽힘강성(flexural rigidity)  $D_x$ 는 다음 식 (1)과 같다.

$$D_x = \frac{Et^3(m_c + \cos \theta)}{12(1-\nu^2)(1+m_c)} \tag{1}$$

여기서,  $E$ 는 탄성계수,  $\nu$ 는 푸아송비이다.

주름판 하나의 주름요소에 대한  $y$ 면의 단위길이 당 면적관성모멘트는, 수평면의 경우 평행축 정리를, 경사면의 경우는 경사축에 대한 면적관성모멘트를 각각 중립축에 대하여 적용하면, 주름판의  $y$ 면에 대한 굽힘강성  $D_y$ 는 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$D_y = \frac{Et\{t^2(m_c + \cos^2 \theta) + 4h^2(1+3m_c)\}}{12(1-\nu^2)(m_c + \cos \theta)} \tag{2}$$

주름판의  $x$ 면에 대한 비틀림모멘트는 경사길이의 비틀림각을  $x$ 축에 등가하고 수평길이의 비틀림각과 합하여 유도될 수 있고, 따라서 다음과 같은  $x$ 면의 비틀림강성(torsional rigidity)  $D_{xy}$ 를 구할 수 있다.

$$D_{xy} = \frac{Et^3(m_c + \cos \theta)}{12(1+\nu)(m_c + \cos^3 \theta)} \tag{3}$$

$y$ 면에 대한 비틀림모멘트는 경사면의 경우 중립축에 등가의 개념을 적용하고 수평면의 경우와 합하여 구함으로써,  $D_{yx}$ 는 다음과 같이 결정된다.

$$D_{yx} = \frac{Et^3(m_c + 1)}{12(1 + \nu)(m_c + \cos\theta)} \tag{4}$$

**2.2 엄밀강성을 위한 오차보정식**

주름판의 최대변형에너지( $V_{max}$ )와 최대운동에너지( $T_{max}$ )는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_{max} = \frac{1}{2} \int_0^b \int_0^a [D_x (\frac{\partial^2 W}{\partial x^2})^2 + D_y (\frac{\partial^2 W}{\partial y^2})^2 + D_1 \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + (D_{xy} + D_{yx}) (\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y})^2] dx dy \tag{5}$$

$$T_{max} = \frac{1}{2} \rho t \omega^2 \int_0^b \int_0^a W^2 dx dy \tag{6}$$

여기서,  $D_1 = \nu_y D_x + \nu_x D_y$ 이고,  $\rho$ 는 밀도,  $\omega$ 는 각진동수 (angular frequency)이다. 그리고 Betti의 상반작용의 정리(Betti's reciprocal theorem)에 의하여  $\nu_y D_x = \nu_x D_y$ 로 나타낼 수 있다. 여기서의 푸아송비  $\nu_x, \nu_y$ 는 재료성질이 아닌 구조 시스템의 기하학적 환경에 따라 좌우되는 탄성상수로서, 각각 주름판의 직교이방성에 따른  $x$  및  $y$  방향의 푸아송비이다.

주름판의 처짐함수  $W(x, y)$ 는 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$W(x, y) = A_{mn} X_m(x) Y_n(y) \tag{7}$$

여기서,  $A_{mn}$ 은 상수이고,  $X_m(x)$ 과  $Y_n(y)$ 는 각각  $x$  및  $y$  방향의 직교성(orthogonality)과 경계조건을 만족시키는 보함수(beam function)이다.

따라서 보함수의 직교성을 고려하고 식 (7)을 식 (5)와 식 (6)에 대입하여 Rayleigh법을 이용하면, 다음 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\alpha \kappa_m^4 + \beta (a/b)^4 \kappa_n^4 + \delta (a/b)^2 E_{nm} F_{nm} + \gamma (a/b)^2 G_{nm} H_{nm} = (4\pi^2 \rho t a^4 / D) f_{mn}^2 \tag{8}$$

여기서,  $D = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)}$ ,  $(D_{xy})_a = \frac{(D_{xy} + D_{yx})}{2}$  이고

$$\alpha = \frac{D_x}{D}, \beta = \frac{D_y}{D}, \delta = \frac{D_1}{D}, \gamma = \frac{2(D_{xy})_a}{D} \tag{9}$$

$$E_{nm} = a \int_0^a X_m''(x) X_m(x) dx$$

$$F_{nm} = b \int_0^b Y_n''(y) Y_n(y) dy$$

$$G_{nm} = a \int_0^a \{X_m'(x)\}^2 dx$$

$$H_{nm} = b \int_0^b \{Y_n'(y)\}^2 dy \tag{10}$$

또한,  $(a/b)$ 는 주름판의 형상비(aspect ratio)이고,  $k_m, k_n$ 은 각각  $x, y$ 방향의 경계조건에 따른 보함수의 파수(wave numbers),  $f_{mn}$ 은 주름판의 고유진동수 (natural frequencies)이다.

앞서 언급한 바와 같이 기하학적 특성과 기본가정 그리고 등가의 개념만을 고려한 주름판의 재료역학적 강성은 실제거동과 큰 오차를 나타낼 수 있고, 유한요소 해석에 의한 방법으로도 강성을 직접 해석할 수 없다.

따라서 이 연구에서는 임의로 선정한 경계조건, 즉  $x$ 방향 고정-자유,  $y$ 방향 고정-자유의 경계조건에 대하여 주름각  $\theta$ 와 수평 및 경사 길이 비  $m_c (=l_1/l)$ 에 따른 4차까지의 고유진동수  $f_{mn}$ 을 유한요소 해석으로 구한 후, 이에 대응하는  $X_m(x)$ 와  $Y_n(y)$ 에 대한 미적분을 행하고 식 (8)에 적용, 4차 연립방정식을 통해  $\alpha, \beta, \delta, \gamma$ 를 구함으로써 강성을 도출한다. 그리고 이러한 강성을 앞서의 재료역학적 강성과 비교함으로써 오차보정식을 산출하고, 다음과 같은 주름판의 엄밀강성 식 (11)을 제시한다.

$$(D_x)_r = D_x C_x(\theta, m_c)$$

$$(D_y)_r = D_y C_y(\theta, m_c)$$

$$(D_{xy})_r = (D_{xy})_a C_{xy}(\theta, m_c) \tag{11}$$

여기서,  $C_x(\theta, m_c), C_y(\theta, m_c), C_{xy}(\theta, m_c)$ 는 곡면피팅에 의한 2변수 오차보정식으로서  $\theta$ 와  $m_c$ 를 2차식으로 나타내면, 다음 식 (12)와 같다.

$$C(\theta, m_c) = p_{00} + p_{10}\theta + p_{01}m_c + p_{20}\theta^2 + p_{11}\theta m_c + p_{02}m_c^2 \tag{12}$$

여기서,  $(p_{00}, p_{10}, p_{01}, p_{20}, p_{11}, p_{02})$ 는 다음과 같다.  $C_x$ 의 경우 (1.001, -0.149, 0.042, -0.311, 0.299, -0.058)

$C_y$ 의 경우 (1.001, -0.346, 0.035, -0.133, 0.176, -0.037)  
 $C_{xy}$ 의 경우 (1.054, -0.608, 0.246, 0.481, -0.017, -0.067)

**2.3 주름판의 진동해석**

이 연구에서는 Ritz법에 의한 주름판의 진동해석을 함에 있어, 처짐함수를 다음과 같이 가정한다.

$$W(x,y) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N A_{mn} X_m(x) Y_n(y) \tag{13}$$

다음의 최소에너지원리(minimum total energy principle)를 도입한다.

$$\frac{\partial V}{\partial A_{kl}} - \frac{\partial T}{\partial A_{kl}} = 0, \tag{14}$$

$$(k = 1, 2, \dots, M, \quad l = 1, 2, \dots, N)$$

따라서 식 (13)을 식 (5)와 식 (6)에 대입하고 식 (14)에 적용하면 다음과 같은 고유치문제가 된다.

$$\sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N [S_{mn}^{kl} - \lambda^2 \delta_{mn}] A_{mn} = 0 \tag{15}$$

$$(k = 1, 2, \dots, M ; \quad l = 1, 2, \dots, N)$$

여기서,  $\lambda^2 = \rho \omega^2 a^4 / D$

$\delta_{mn} = 1$  ( $m = k$ 와  $n = l$ ),  $\delta_{mn} = 0$  ( $m \neq k$ 와  $n \neq l$ )

1)  $m = k$ 와  $n = l$ 인 경우

$$S_{mn}^{kl} = \alpha_r \kappa_m^4 + \beta_r (a/b)^4 \kappa_n^4 + \delta_r (a/b)^2 E_{nm} F_{nn} + \gamma_r (a/b)^2 G_{nm} H_{nn} \tag{16}$$

2)  $m \neq k$ 와  $n \neq l$ 인 경우

$$S_{mn}^{kl} = \delta_r / 2 (a/b)^2 (E_{km} F_{nl} + E_{mk} F_{ln}) + \gamma_r (a/b)^2 G_{mk} H_{nl} \tag{17}$$

여기서, 식 (10)과 함께

$$\begin{aligned} E_{mk} &= a \int_0^a X_m X_k'' dx, \quad E_{km} = a \int_0^a X_m'' X_k dx \\ F_{nl} &= b \int_0^b Y_n Y_l'' dy, \quad F_{ln} = b \int_0^b Y_n'' Y_l dy \\ G_{mk} &= a \int_0^a X_m' X_k' dx, \quad H_{nl} = b \int_0^b Y_n' Y_l' dy \end{aligned} \tag{18}$$

또한,  $\alpha_r, \beta_r, \delta_r, \gamma_r$ 는  $(D_x)_r, (D_y)_r, (D_l)_r, 2(D_{xy})_r$ 를 각  $D$ 로 나눈 무차원 엄밀강성이다.

**3. 결과 및 고찰**

**3.1 사다리꼴 주름판의 최적형상**

앞서 언급한 바와 같이 주름판은 평판을 주름잡아 줌으로써  $y$ 면의 강성을 크게 증대시킨 것으로, 재료역학적 해석에 의한 강성은 실제 거동과는 큰 차이를 나타낸다. 따라서 이 연구에서는 오차보정식을 통한 엄밀강성식을 제시하였다. Table 1은  $a/b = 1, a = 1000$  mm,  $t = 2$  mm이고, 주름수  $n_c = 10$ 개, 재료물성치  $\rho = 7850$  kg/m<sup>3</sup>,  $E = 200\,000$  MPa인 경우의  $y$ 면에 대한 재료역학적 무차원 강성  $\beta$ 과 무차원 엄밀강성  $\beta_r$ 을  $m_c = 1$ 인 경우의 주름각  $\theta$ 에 따라 비교하여 나타낸 것으로 그 차이가 매우 크음을 알 수 있다.

또한, 이러한 주름판의 강성은 동일중량 하에서 그 형상에 따라 큰 차이를 나타낼 수 있다.

Tables 2 ~ 3은 주름판의 동일중량 상태에서의  $\theta$ 와

**Table 1** Materials-mechanical non-dimensional rigidities and non-dimensional refined rigidities

$\theta$ (deg)	$\beta$	$\beta_r$	Relative error(%)
30	24.985	21.504	16.2
35	35.074	28.912	21.3
40	47.781	38.396	24.4
45	63.694	49.974	27.5
50	83.587	63.459	31.7
55	108.48	78.627	37.9
60	139.72	95.549	46.2

**Table 2** Non-dimensional refined rigidities in same weight as cases for  $\theta = 30^\circ$  and  $\theta = 40^\circ, m_c = 0$

$\theta$ (°)	$m_c$	$\beta_r$	$\theta$ (°)	$m_c$	$\beta_r$
30	0	190.4498	40	0	400.2727
31	0.0661	200.0603	41	0.0484	415.1717
32	0.1342	206.0555	42	0.0979	425.7172
33	0.2042	209.2446	43	0.1483	432.65
34	0.2761	210.2601	44	0.1996	436.5725
35	0.3499	209.5989	45	0.2519	437.977
36	0.4255	207.6524	46	0.3051	437.2688
37	0.503	204.7301	47	0.3592	434.7843
38	0.5823	201.0774	48	0.4142	430.8055
39	0.6634	196.8891	49	0.4701	425.5714
40	0.7463	192.3203	50	0.5268	419.2869
41	0.8309	187.4943	51	0.5844	412.13
42	0.9172	182.5086	52	0.6428	404.2571
43	1.0052	177.4405	53	0.702	395.8078
44	1.0949	172.3502	54	0.7619	386.9078
45	1.1862	167.2842	55	0.8227	377.6717

$m_c$ 에 따른 무차원 엄밀강성  $\beta_r$ 을 나타낸 것이다. 산형 주름판 즉,  $m_c=0$ 인 경우의  $\theta=30^\circ$ 와 동일중량인 사다리꼴 주름판의 강성은  $\theta=34^\circ$ ,  $m_c=0.2761$ 에서, 각각  $\theta=40^\circ$ 인 경우는  $\theta=45^\circ$ ,  $m_c=0.2519$ 에서,  $\theta=45^\circ$ 인 경우는  $\theta=50^\circ$ ,  $m_c=0.2196$ 에서,  $\theta=60^\circ$ 인 경우는  $\theta=66^\circ$ ,  $m_c=0.1865$ 에서 최대치임을 알 수 있다.

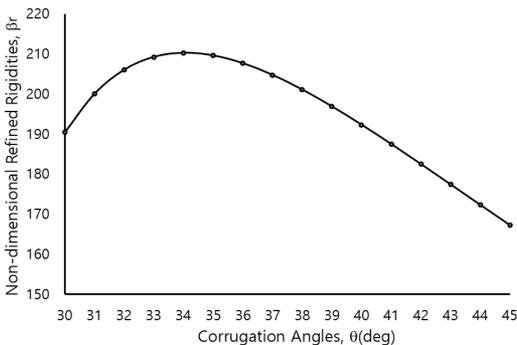
Fig. 2는 Table 2에서의  $\theta=30^\circ$ ,  $m_c=0$ 와 동일중량인 사다리꼴 주름판의 엄밀강성을 주름각  $\theta$ 에 따라 그래프로 나타낸 것이다.

**3.2 사다리꼴 주름판의 엄밀진동**

재료역학적 해석에 의한 강성  $D_y$ 는 실제거동보다도 상당히 큰 값을 나타냄으로써 진동해석에 있어서도 그 오차는 매우 크게 발생한다.

**Table 3** Non-dimensional refined rigidities in same weight as cases for  $\theta=45^\circ$  and  $\theta=60^\circ$ ,  $m_c=0$

$\theta(^{\circ})$	$m_c$	$\beta_r$	$\theta(^{\circ})$	$m_c$	$\beta_r$
45	0	566.113	60	0	1634.12
46	0.0425	584.6854	61	0.0304	1669.458
47	0.0857	598.2966	62	0.0611	1696.265
48	0.1297	607.662	63	0.092	1715.504
49	0.1743	613.3748	64	0.1233	1728.078
50	0.2196	615.9317	65	0.1548	1734.854
51	0.2656	615.7532	66	0.1865	1736.672
52	0.3122	613.2002	67	0.2185	1734.362
53	0.3595	608.587	68	0.2508	1728.745
54	0.4074	602.1916	69	0.2833	1720.647
55	0.4559	594.2643	70	0.316	1710.897
56	0.505	585.0338	71	0.3489	1700.33
57	0.5547	574.7124	72	0.382	1689.788
58	0.605	563.5	73	0.4153	1680.122
59	0.6558	551.5867	74	0.4487	1672.185
60	0.7071	539.1556	75	0.4824	1666.835

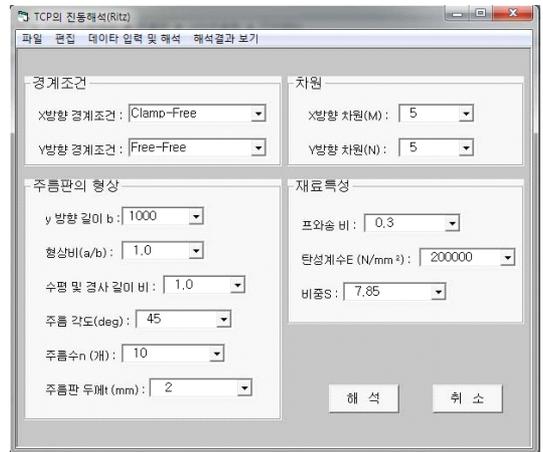


**Fig. 2** Non-dimensional refined rigidities in same weight as case for  $\theta=30^\circ$ ,  $m_c=0$

따라서 이 연구에서는  $(D_x)_r$ ,  $(D_y)_r$ ,  $(D_t)_r$ ,  $2(D_{xy})_r$  등의 엄밀강성을 사다리꼴 주름판의 진동해석에 적용하여 비주열베이직 프로그래밍을 하였다. Fig. 3은 완성된 진동해석 프로그램의 입력창을 나타낸 것이다.

Table 4는  $a/b=1$ ,  $a=1000$  mm,  $t=2$  mm이고, 주름수  $n_c=10$ 개, 재료물성치  $\rho=7850$  kg/m<sup>3</sup>,  $E=200\,000$  MPa,  $\nu=0.3$ 인 사다리꼴 주름판에 대하여,  $\theta=45^\circ$ ,  $m_c=1$ 이고 F-F&C-F의 경계조건에 대한 이 연구에서의 해석결과와 유한요소 해석결과로서 5차까지의 고유진동수를 비교하여 나타낸 것인데, 그 오차는 2%대 이내로 매우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 여기서, F-F&C-F ( $x$ 방향 경계조건 &  $y$ 방향 경계조건)는 자유(free), 고정(clamp)의 경계조건을 이니셜로 표시한 것으로서, 각각  $x=0$ 와  $a$ 에서 F와 F,  $y=0$ 와  $b$ 에서 C와 F의 경계조건을 나타낸다.

Table 5는 주름판에서 가능한 36개 경계조건 중 임의의 3가지 경계조건에 대하여 주름각  $\theta$ 가 각각  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $60^\circ$ 인 경우의  $m_c$ 가 0.5, 1, 2일 때의 기본진동수(fundamental frequency)를 유한요소 해석결과와 비교하여 나타낸 것이다. 그 결과는 마찬가지로 상당



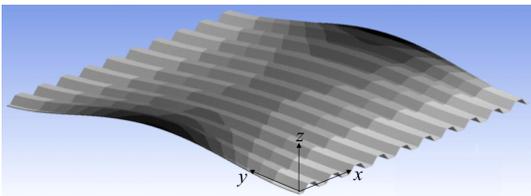
**Fig. 3** Input window for vibration analysis

**Table 4** Results of vibration analysis for F-F&C-F

Boundary condition	$f_i$	Theoretical frequencies (Hz)	FEM(ANSYS) frequencies (Hz)	Relative error (%)
F-F&C-F	1	24.044	23.937	0.4
	2	24.507	24.547	0.2
	3	27.649	28.167	1.9
	4	38.663	39.627	2.5
	5	60.476	61.560	1.8

**Table 5** Fundamental frequencies for various  $\theta$  &  $m_c$

Boundary condition	$\theta$ (°)	$m_c$	Theoretical frequencies (Hz)	FEM(ANSYS) frequencies (Hz)	Relative error (%)
F-F&C-F	30	0.5	19.441	19.342	0.5
	40		26.858	26.762	0.4
	50		35.573	35.365	0.6
	60		45.821	45.604	0.5
	30	1	15.629	15.550	0.5
	40		21.035	21.055	0.1
	50		27.131	26.937	0.7
	60		33.345	33.292	0.2
	30	2	10.623	11.009	3.6
	40		13.951	14.583	4.5
	50		18.116	18.197	0.4
	60		21.876	21.712	0.7
C-F&C-F	30	0.5	19.649	19.596	0.3
	40		27.040	27.001	0.1
	50		35.715	35.590	0.3
	60		45.932	45.834	0.2
	30	1	15.898	15.879	0.1
	40		21.265	21.325	0.3
	50		27.312	27.181	0.5
	60		33.495	33.524	0.1
	30	2	11.323	11.440	1.0
	40		14.339	14.928	4.1
	50		18.368	18.490	0.7
	60		22.101	21.976	0.6
C-F&S-S	30	0.5	54.701	54.325	0.7
	40		75.511	74.975	0.7
	50		99.951	98.563	1.4
	60		128.69	126.30	1.9
	30	1	44.039	43.755	0.6
	40		59.194	59.102	0.2
	50		76.275	75.445	1.1
	60		93.701	93.109	0.6
	30	2	30.273	31.108	2.7
	40		39.407	41.061	4.2
	50		51.012	50.989	0.0
	60		61.554	60.756	1.3



**Fig. 4** First vibration mode

히 잘 일치하고 있음을 알 수 있고, 그 밖의 경계조건 및 임의의 형상에 대해서도 이 연구에서의 결과와 유한요소 해석의 결과는 매우 잘 일치함을 알 수 있었다. 여기서, S는 단순지지(simple support) 경계조건을 나타내는 이니셜이다.

Fig. 4는 경계조건이 F-F&C-C인 사다리꼴 주름판의 유한요소 해석에 의한 1차 진동 모드(mode)를 나타낸 것이다.

**4. 결 론**

이 연구에서는 사다리꼴 주름판에 대한 엄밀강성과 최적형상을 결정하고 진동해석을 하였다. 그 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 곡면피팅에 의한 2변수 오차보정식을 산출함으로써 사다리꼴 주름판의 엄밀강성을 제시하였다.
- (2) 산형 주름판 즉,  $m_c=0$ 인 경우의  $\theta=30^\circ$ 와 동일 중량인 사다리꼴 주름판의 강성은  $\theta=34^\circ, m_c=0.2761, \theta=40^\circ$ 인 경우는  $\theta=45^\circ, m_c=0.2519, \theta=45^\circ$ 인 경우는  $\theta=50^\circ, m_c=0.2196, \theta=60^\circ$ 인 경우는  $\theta=66^\circ, m_c=0.1865$ 가 최적형상이다.
- (3) 비주얼베이직에 의한 엄밀강성 및 진동해석 프로그램은 완성함으로써 임의의 경계조건 및 형상을 갖는 사다리꼴 주름판의 실용적이고 효율적인 설계데이터 추출이 가능하다.

**References**

- (1) Seydel, E. B., 1931, Schubknickversuche mit Wellblechtafeln (Tangential Stress Experiments on Corrugated Steel Panels), Jahrbuch, d. Deutsch. Versuchsanstalt für Luftfahrt, E. V. München und Berlin, pp. 233~235.
- (2) Fung, Y. C., 1962, On Corrugation-Stiffened Panels, Calif. Inst. Tech. GA.
- (3) Kinloch, H., 1967, An Experimental and Theoretical Investigation of Orthotropic Plate Structure, Proceedings of Thin Walled Structure Symposium at Swansea, pp. 213~299.
- (4) Perel, D., 1976, The General Instability of Infinitely Long Trapezoidally Corrugated Plates Under Shear, Ph. D. Degree Thesis, Syracuse University, New York, USA.
- (5) Hoppmann, W. H., Huffington, N. J. and Magness, L. S., 1956, A Study of Orthogonally Stiffened Plates, J. Appl. Mech., Vol. 78, pp. 343~350.
- (6) Hearman, R. S. F., 1959, The Frequency of Flexural Vibration of Rectangular Orthotropic Plates with Clamped

or Supported Edges, *J. Appl. Mech.*, Vol. 26, pp. 537~540.

(7) Vijayakumar, K., 1974, Natural Frequency of Rectangular Orthotropic Plates with a Parallel Edges Simply Supported, *J. Sound Vib.*, Vol. 35, No. 3, pp. 379~394.

(8) Dickinson, S. M., 1978, The Buckling and Frequency of Flexural Vibration of Rectangular Isotropic and Orthotropic Plates Using Rayleigh's Method, *J. Sound Vib.*, Vol. 61, No. 1, pp. 1~8.

(9) Chen, F. H. K. and Carne, T. G., 1979, Vibration Analysis of Corrugation-stiffened Panels, *SAE Trans.*, Vol. 87, No. 2, pp. 1705~1717.

(10) Briassoulis, D., 1986, Equivalent Orthotropic Properties of Corrugated Sheets, *Computers & Structures*, Vol. 23, No. 2, pp. 129~138.

(11) Peng, L. X., Liew, K. M. and Kitipornchai, S., 2007, Analysis of Stiffened Corrugated Plates Based on the FSDT via the Mesh-free Method, *Int. J. of Mechanical Sciences*, Vol. 49, pp. 364~378.

(12) Liew, K. M., Peng, L. X. and Kitipornchai, S., 2009, Vibration Analysis of Corrugated Reissner-Mindlin Plates Using a Mesh-free Galerkin Method, *Int. J. of Mechanical Sciences*, Vol. 51, pp. 642~652.

(13) Samanta A. and Mukhopadhyay, M., 1999, Finite Element Static and Dynamic Analyses of Folded Plates, *Engineering Structures*, Vol. 21, pp. 277~287.

(14) Haldar, S. and Sheikh, A. H., 2011, Bending Analysis of Composite Folded Plates by Finite Element Method, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 47, No. 4, pp. 477~485.

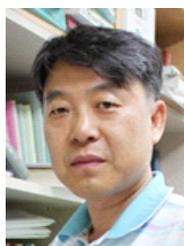
(15) Lee, S. Y., Wooh, S. C. and Yhim, S. S., 2004, Dynamic Behavior of Folded Composite Plates Analyzed by the Third Order Plate Theory, *Int. J. of Solids and*

*Structures*, Vol. 41, No. 7, pp. 1879~1892.

(16) Jung, K. and Kim, Y.-W., 2014, Vibration Analysis of Trapezoidal Corrugated Plates with Stiffeners and Lumped Masses, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 24, No. 5, pp. 414~420.

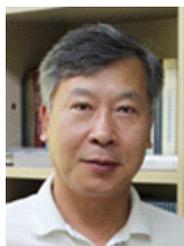
(17) Park, K.-J., Jung, K. and Kim, Y.-W., 2016, Evaluation of Homogenized Effective Properties for Corrugated Composite Panels, *Composite Structures*, Vol. 140, pp. 644~654.

(18) Kim, Y.-W. and Jung, K., 2016, Analysis on Exact Rigidity and Free Vibration of Trapezoidal Corrugated Plates, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 26, No. 7, pp. 787~794.



**Young-Wann Kim** received his Ph.D. degree from Chungnam National University in 1997. He is a professor of Department of Mechanical Design Engineering, Chonnam National University. His research interest includes the structural dynamics & vibration,

FSI problems.



**Kang Jung** received his Ph.D. degree from Hongik University in 1990. He is a professor of Department of Mechanical Design Engineering, Chonnam National University. His research interest includes the structural vibration, fracture behavior.

# 스마트 타이어 적용을 위한 센서모듈 전원공급용 전자기 에너지 하베스터 설계

## Design of Electromagnet Energy Harvester for Sensor Module of Smart Tire

서 중 호\* · 장 경 영\* · 이 한 민\*\* · 김 영 철†

Jongho Seo\*, Kyung-Young Jhang\*, Hanmin Lee\*\* and Young-Cheol Kim†

(Received September 14, 2018 ; Revised October 23, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

**Key Words** : Smart Tire(스마트 타이어), Vibration(진동), Electromagnet(전자기), Energy Harvester(에너지 하베스터)

### ABSTRACT

A smart tire monitoring system uses information such as tire temperature, pressure, acceleration, force, and tire-road friction coefficient in real time to monitor the driving safety of cars. A vibration energy harvester for a smart tire monitoring system converts the tire dynamic strain energy into electrical energy that is used as the power source of the wireless sensor module. The self-powered wireless sensor module consists of an electromagnetic energy harvester, a power conversion circuit, an acceleration sensor, and a radio communication circuit. The aim of this work was to achieve high energy conversion efficiency, lightweight design, and long durability of the harvester that is located at the inner surface of a tire and hence, experiences extremely high pressure and acceleration. The designed energy harvester is cylindrical with a length and weight of 28 mm and 9.4 g, respectively. It was tested using tire driving test equipment. An average output power of approximately 5.9 mW was obtained at a driving speed of 60 km/h.

### 기 호 설 명

- $a$  : Inner radius of magnet (zero for disk)
- $b$  : Outer radius of magnet
- $c_m$  : Mechanical damping constant
- $d$  : Height of fixed magnet
- $e$  : Height of coil
- $f$  : Width of coil
- $g$  : Gap of magnet and coil
- $h$  : Height of housing

- $i$  : Radius of outermost
- $j$  : Diameter of coil
- $k$  : Spring coefficient
- $l$  : Gap of moving magnet and fixed magnet
- $m$  : Moving magnet weight
- $n$  : Number of coil
- $o$  : Offset of coil
- $p$  : Resistance per unit length
- $q$  : Inductance of coil
- $r$  : Total coil resistance
- $s$  : Cooper fill factor of coil

† Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Machinery & Materials

E-mail : kyc@kimm.re.kr

\* Hanyang University

\*\* Korea Institute of Machinery & Materials

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

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

- $u$  : Height of moving magnet
- $v$  : Radius of housing
- $w$  : Radius of center line of winding coil

### 1. 서 론

스마트 타이어 모니터링 시스템용 진동에너지 변환 기술은 스마트 타이어 시스템을 위한 각종 센서 및 무선통신 모듈의 전원 공급을 위하여 타이어 내부에서 발생하는 진동 및 동역학 에너지로부터 압전이나 전자기와 같은 에너지 변환방식을 통해 전기 에너지를 만들어 내는 기술을 말한다. 스마트 타이어 시스템은 정밀한 타이어 센서를 통해 타이어의 정보(온도, 압력, 가속도, 힘, 노면 마찰계수)를 실시간으로 측정하여 지능형 사시 제어 시스템의 성능 향상을 통해 차량의 안전성을 개선하고 사고를 저감하는 시스템이다<sup>(1)</sup>.

스마트 타이어 구현을 위해서는 타이어 거동의 물리량을 실시간으로 측정해야 하며 동시에 무선으로 데이터를 전송할 수 있어야 한다. 무선 계측이 가능한 센서의 구동 방식은 전원이 필요 없는 *passive* 방식과 전원을 필요로 하는 *active* 방식으로 나눌 수 있으며 SAW (surface acoustic wave)<sup>(2,3)</sup>와 같은 *passive* 방식의 경우 신호에 잡음이 많이 포함되어 있어 정확한 측정값을 얻을 수 없는 한계가 있다. *Active* 방식의 센서는 기존 상용 센서 및 무선 시스템의 활용이 가능하고 보다 정확한 데이터 수신이 가능하다는 장점이 있지만 전원 공급을 해주어야 하는 문제가 있다. 타이어 내에서 공기압과 온도를 측정하는 TPMS(tire pressure monitoring system)의 경우 데이터 전송 주기가 약 1분에 한 번 정도를 요구하고 있기 때문에 전력 사용량이 적어 배터리로 충분하다고 할 수 있지만 스마트 타이어용 센서 시스템은 많은 데이터를 측정하고 자주 전송하기 때문에 배터리를 사용하기에는 부적합하다. 가속도 신호 측정 및 무선으로 신호를 송신하는데 필요한 전력은 최소 5 mW 정도 필요하게 되는데 타이어의 불 평형 진동을 방지하기 위하여 에너지 하베스터의 질량은 10 g 이하로 제작되어야 한다. 따라서 타이어 내부의 진동, 변형, 충격 등의 동적 에너지를 전기 에너지로 변환, 저장하여 센서 시스템에 전원을 공급하는 자가발전 시스템 개발이 연구되어 왔다<sup>(4-7)</sup>. 진동을 이용한 에너지 하베스팅의 방법으로는 크게 두 가지로 나뉘는데 한 가지는 압전 물질을 이용하는 것<sup>(8-10)</sup>과, 다른 한 가지는 자

석과 코일을 이용한 전자기형<sup>(11-14)</sup>의 에너지 하베스터가 있다. 압전 물질은 깨지기 쉽기 때문에 타이어가 고속으로 회전할 때 발생하는 가속도가 100 g 이상에서 내구성 확보에 어려움이 있다. 그러므로 이 연구에서는 전자기형 에너지 하베스터에 관하여 연구하였다.

스마트 타이어 구현을 위한 모듈의 전원 공급을 위하여 타이어 내부에 장착하여 전자기형 에너지하베스터 설계에 대하여 연구하고자 하였다. 이에 이 연구에서는 전자기 에너지 하베스터 구성에 대하여 알아보고 상세 설계 및 해석에 따른 예상 전압을 예측하였다. 또한 제작된 전자기 에너지 하베스터를 타이어 내부에 장착하여 타이어가 회전할 때 발생하는 전압을 무선으로 측정하고, 해석결과와 실험결과를 비교하였다.

### 2. 에너지 하베스터 구성

Fig. 1은 전자기형 에너지 하베스터의 단면도로 주요 부품을 나타내었다<sup>(15)</sup>. 하우징은 전체 부품을 감싸는 역할을 하고, 코일은 하우징 외부 중간에 감겨 운동에

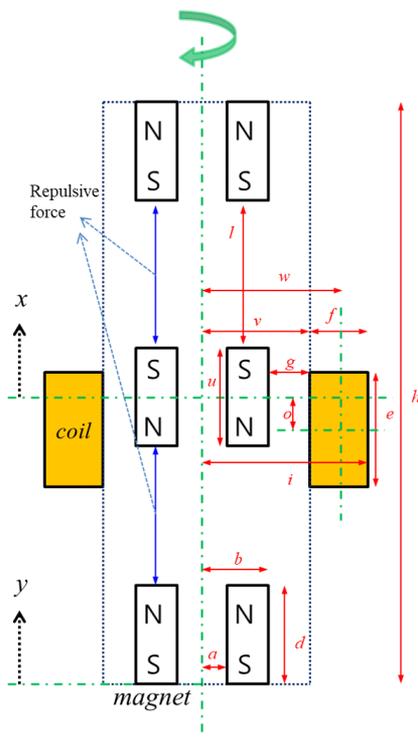


Fig. 1 Cross-sectional diagram of electromagnet energy harvester

너지가 전기 에너지로 변환하는 역할을 한다. 가운데 자석은 코일과 상대 상하 운동을 통하여 유도전류를 발생시킨다. 상하 양쪽 끝의 고정된 자석은 스프링 역할을 하여 가운데 자석이 공중에 떠서 유지되며 외부에서 가진될 경우 가운데 자석이 움직이게 한다. 하우징이 외부 가진에 의해 반복적으로 움직이게 되면 중간 자석이 원통형의 하우징의 내부를 따라 움직이게 된다. 자석과 코일의 상대적인 움직임에 따라 자속의 변화는 전압을 발생시킨다. 가운데 자석의 동작을 안내하고 코일과 자석 사이의 간극을 유지하기 위해서는 하우징 내부에 가이드 핀이 필요하고 테프론 코팅 등을 하여 최소한의 마찰력으로 운동할 수 있도록 하였다. 왜냐하면 가운데 자석이 수직 방향으로 운동할 때 하우징 벽면에 자석이 과도하게 접촉하게 되면 마찰로 인한 움직임의 손실이 발생하기 때문이다. 에너지 하베스터의 구조를 단순화하기 위하여 가이드 핀 장치는 자석의 축 방향으로 구멍을 뚫고 그 축으로 핀이 결합되어 하우징과 일직선이 되도록 하였다. 이 메커니즘은 기계적 베어링보다 기름의 보충이 필요하지 않아 유지보수가 원활하고 비용 절감이 가능하다. Fig. 1의 고려되어야 할 설계변수는 기호설명과 Table 1에 설명과 함께 나타내었다. 각각의 변수는 서로 간섭되지 않도록 주의하여야 하고, 너무 크게 되면 질량 증가에 불리하고, 타이어 이너라이너에 부착 시 휠에 간섭이 되지 않도록 전체 높이를 크게 설계되어서는 안 되는 제한 조건이 있다.

전자기형 에너지 하베스터의 운동 방정식은 다음과 같다.

Fig. 1의 전기 연성 역학 방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{z}(t) + c_m\dot{z}(t) + kz(t) + k_i i(t) = -m\ddot{y}(t) \quad (1)$$

여기서  $m$ 은 질량,  $c_m$ 은 기계적감쇠,  $k$ 는 스프링 계수이다.  $k_i$ 는 기계-전기 변환계수이다.  $i(t)$ 는 시간에 따른 전류의 값이다. 하우징의 변위와 영구자석 변위의 상대변위는  $z(t) = x(t) - y(t)$ 이다.  $x(t)$ 는 시간에 따른 하우징 내부에서 중간 자석의 변위이고,  $y(t)$ 는 에너지 하베스터 하우징의 변위이다. 하우징에 가해지는 힘을  $F(t) = -m\ddot{y}(t)$ 라고 하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$m\ddot{z}(t) + c_m\dot{z}(t) + kz(t) + k_i i(t) = F(t) \quad (2)$$

또한 중간 자석 코일의 상대 변위를 이용하여 역학 연성 전기회로 방정식을 표현하면 다음과 같다.

**Table 1** Design value of electromagnet energy harvester

Symbol	Parameter	Value		Unit
		Type1	Type2	
$a$	Inner radius of magnet (zero for disk)	2	2	mm
$b$	Outer radius of magnet	4	4	mm
$c_m$	Mechanical damping constant	0.015	0.015	N-s/m
$d$	Height of fixed magnet	4	4	mm
$e$	Height of coil	4	6.5	mm
$f$	Width of coil	2.3	2.3	mm
$g$	Gap of magnet and coil	1.2	1.2	mm
$h$	Height of housing	28	28	mm
$i$	Radius of outermost	7.5	7.5	mm
$j$	Diameter of coil	0.1	0.1	mm
$k$	Spring coefficient	Repulsive force / moving magnet position	Repulsive force / moving magnet position	
$l$	Gap of moving magnet and fixed magnet	8	8	mm
$m$	Moving magnet weight	6.35	6.35	g
$n$	Number of coil	1200	1500	
$o$	Offset of coil	-4	-6.5	mm
$p$	Resistance per unit length	2.7	2.7	$\Omega$ /mm
$q$	Inductance of coil	0.0127	0.0155	mH
$r$	Total coil resistance	103.78	130.35	$\Omega$
$s$	Cooper fill factor of coil	0.515	0.515	
$u$	Height of moving magnet	4	8	mm
$v$	Radius of housing	5.2	5.2	mm
$w$	Radius of center line of winding coil	6.35	6.35	mm

$$L_{coil}\dot{i}(t) + (R_{coil} + R_{load})i(t) = k_i\dot{z}(t) \quad (3)$$

$L_{coil}$ 은 코일의 인덕턴스,  $R_{coil}$ 은 코일의 저항,  $R_{load}$ 은 외부에서 연결하는 외부저항이다. 식 (2)와 (3)은 기계-전기 변환계수  $k_i$ 에 의해 서로 결합되어 있는 것을 알 수 있다. 시스템의 고유진동수를  $\omega_n$ , 기계적 감쇠율을  $\zeta_m$ , 라고 할 때,  $c_m$ 와  $k$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다<sup>(14)</sup>.

$$C_m = 2m \omega_n \zeta_m \quad (4)$$

$$k = m \omega_n^2 = \text{Repulsive force/moving magnet position} \quad (5)$$

이때,  $\omega_n = 2\pi f$ 이며 일반적으로 이동자석에 연결된 스프링 계수는 질량에 따라 가변적인 값을 갖지만 스프링 상수 Fig. 1과 같이 이동자석의 아래위에 자

석의 척력으로 스프링 역할을 하게 되면 거리에 따른 척력에 따라 스프링 계수가 달라진다. 또한 출력 파워를 최대화하는 최적부하저항  $R_{load,opt}$ 는 식 (6)과 같이 계산된다.

$$R_{load,opt} = R_{coil} + \frac{k_t^2}{c_m} \tag{6}$$

부하저항으로 출력되는 전압의 실효전압  $V_{rms}$ 는 식 (7)과 같으며, 출력되는 평균전력  $P_{avg}$ 는 식 (8)과 같다.

$$V_s = \frac{R_{load}}{(R_{load} + R_{coil})} k_t \frac{\omega z(t)}{\sqrt{2}} \tag{7}$$

$$P_{avg} = \frac{V_{rms}^2}{R_{load}} \tag{8}$$

부하저항으로 또한 식 (2), (3) 및 Table 1과 같은 설계 변수는 상대적으로 쉽게 계산되지만 기계-전기 변환계수에 대해서는 보다 상세한 분석이 요구된다. Fig. 1과 같은 형태의 에너지 하베스터의 경우 모두 코일의 회전축과 자석의 상대 운동 방향이 일치하므로 코일의 면적은 변하지 않는 반면 코일과 교차하는 자속 밀도가 시간에 따라 변하므로  $k_t = n \frac{dB}{dZ} A$ 와 같은 식으로 변환계수를 계산해야 한다.  $n$ 은 코일의 전체 턴 수,  $B$ 는 자속,  $Z$ 는 자속과 코일의 상대 운동 변위,  $A$ 는 자속과 교차하는 코일의 면적이다. 기계-전기 변환계수를 구하기 위해서는 코일 면적 전체에 대한 적분이 필요하지만, 계산의 효율성을 위해 코일 면적을 수직으로 분할하고 각 셀 별로 계산된 변환계수를 평균하여 최종 변환계수를 구한다. 해석결과는 4장에서 다루도록 하겠다.

### 3. 에너지 하베스터 설계

자석 스프링 타입 전자기형 에너지 수확장치의 레이아웃은 Fig. 2과 같다. 원통 모양의 하우징이 타이어 내면에 부착되고 타이어 회전 시 발생하는 진동 충격에 의해 하우징이 가진되면 하우징 내부에서 이동 자석이 상하로 진동한다. 이동 자석과 하우징 사이에는 미끄러짐을 위한 약간의 간극이 필요하며 마찰계수를 줄이기 위해 별도의 윤활 방식을 추가할 수 있다. 하우징 양끝 단의 고정 자석은 이동 자석과 서로 같은

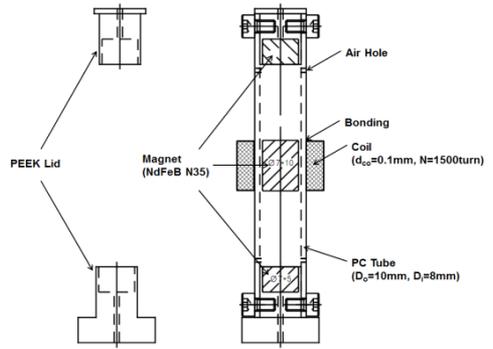


Fig. 2 Design of a magnetic spring type electromagnetic energy harvester

극을 마주보게 위치하며, 고정 자석과 이동 자석 간에 발생하는 척력이 진동 시스템의 복원력으로 작용하였다. 하우징 외부에는 코일이 감겨 있어서 이동 자석이 상하로 진동할 때 전자기 유도 법칙에 의해 기전력이 발생한다. Table 1과 같이 에너지 수확장치의 중량 제한조건(10g 이하)을 만족하면서 고정 자석의 크기 및 이동 자석과 고정 자석 간의 거리를 조정하는 방식으로 설계 안을 도출하였다. 자석 스프링 타입의 전자기형 에너지 수확장치 시제를 설계하였다. Fig. 2와 같이 하우징은 PC 튜브로 제작되며 이동 및 고정 자석은 네오디뮴(NdFeB) 계열을 선정하였다. 고정 자석을 지지하기 위한 홀더는 peek 재질로 제작되며 이동 자석의 원활한 움직임을 위해 고정 자석 근방에 공기 구멍을 확보하였다. 코일은 선경 0.1 mm 와이어를 사용하였다. Type1과 type2의 차이는 이동 자석의 높이를 변경함으로써 자속의 변경으로 인한 위치별 척력(스프링 계수), 기계전기변환계수 변경과, 질량변경으로 인한 이동자석의 변위차이 및 이동속도의 차이로 인한 발생 전력의 차이를 확인하였다.

### 4. 에너지 하베스터 성능 해석

전자기형 에너지 수확장치 설계 안에 대한 출력 성능을 예측하기 위해서 전자기 유한요소해석을 통해 이동자석의 위치에 따른 기계-전기 변환계수와 자석 간의 척력 변화를 계산하였다. 이동 자석의 경우 설계된 치수와 밀도의 계산에 의한 질량이며, 그에 의한 값을 Table 1에 표시하였다. 스프링계수는 실제 스프링을 사용하지 않고 자석의 척력을 이용하기 때문에 숫자 하나

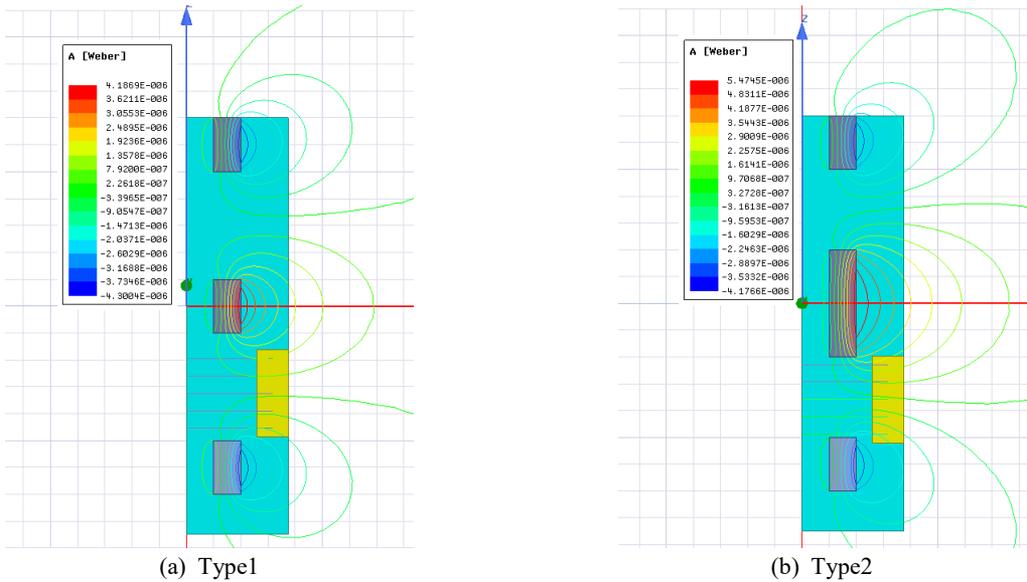


Fig. 3 Mechanical-electrical conversion factor and repulsive force calculation of using finite element analysis

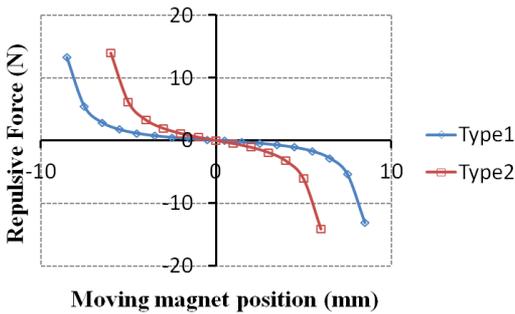


Fig. 4 Repulsive force of type1 and type2 according to the moving magnet position

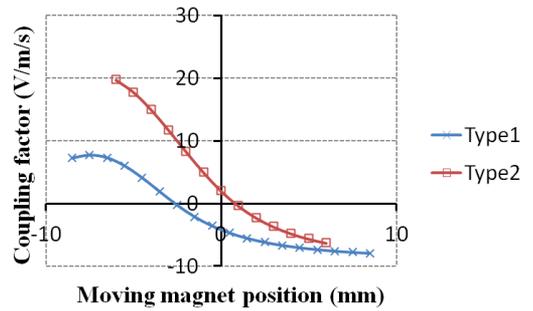


Fig. 5 Mechanical-to-electrical conversion factor of type2

로 표현하기 어려운 점이 있다. Fig. 4와 같이 위치별 자석의 척력 값을 이용하여 시스템해석을 할 때 위치별로 스프링계수( $k$ )값을 반영하였다. 감쇠는 기계적 감쇠와 전기적 감쇠로 나뉘는데 기계적 감쇠는 감쇠기를 설치한 것이 아니기에 보통 사용하는 기계계 대수 감쇠율 (0.015)과 이동자 자석의 위치에 따라 다른 전기계에 의한 감쇠가 계산되어 반영하였다. Fig. 3과 같이 이동자 자석의 위치를 이동하며 코일에 걸리는 반경 방향의 자속 밀도로부터 기계-전기 변환계수의 변화를 계산하고, 고정 자석에 의해 받는 힘을 측정하여 복원력의 변화를 계산하였다.

Fig. 4는 이동 자석의 위치에 따른 척력의 변화를 계산한 그래프이다. 이동 자석이 정 중앙에 위치했을 경우

에는 양쪽 고정 자석으로부터 받는 힘이 평형을 이루지만 한쪽으로 이동하게 되면 반대쪽으로 밀어내는 힘이 점점 커지며 고정 자석과 가까워질수록 힘의 크기는 급격히 커지게 된다. 이와 같은 척력의 비선형적인 특성은 저속 주행 시 작은 크기의 가진에 의해서도 이동 자석이 일정 구간 내에서 쉽게 움직일 수 있도록 하고, 고속 주행 시 큰 가진에 의해서 이동 자석의 변위가 커지더라도 양끝 단으로 갈수록 급격히 커지는 척력에 의해서 일정 범위를 벗어나지 않도록 해주는 효과가 있다.

Fig. 5는 이동 자석의 위치에 따른 기계-전기 변환계수의 변화를 계산한 그래프이다. 이동 자석의 양쪽 끝 단에서 반경방향의 자속 밀도가 가장 크게 발생하므로 이동 자석의 양쪽 끝 단이 코일의 중앙부에 위치

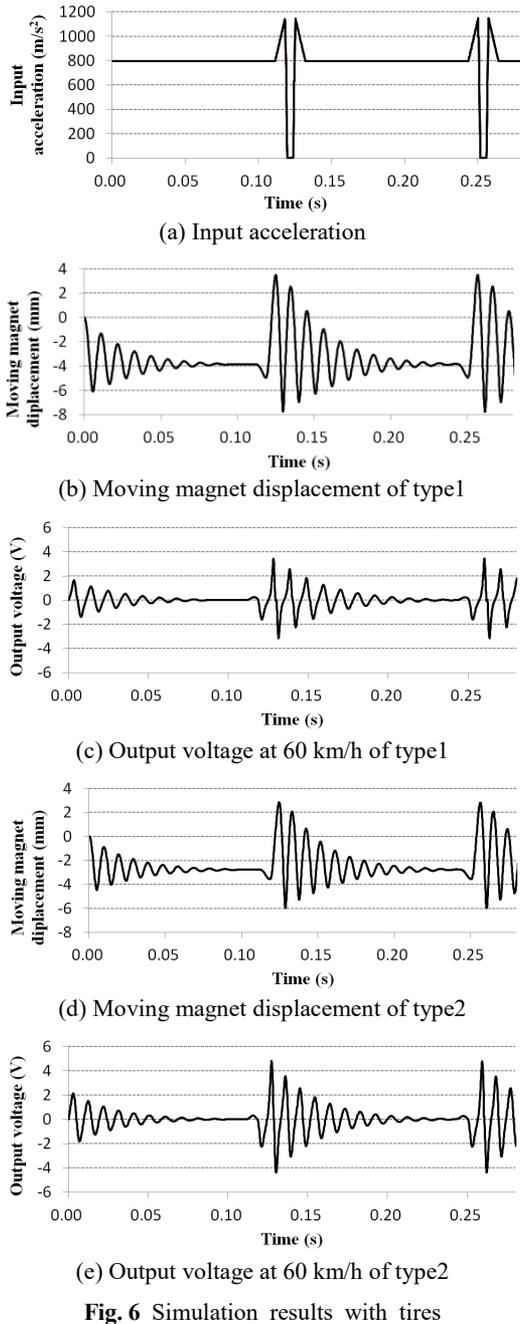


Fig. 6 Simulation results with tires

하는 경우 변환계수의 크기도 가장 크게 나타난다. 이 동 자석이 하우징의 끝 단으로 갈수록 코일과의 거리는 멀어지므로 변환계수의 크기가 점점 줄어들며, 이 동 자석이 하우징의 정 중앙에 위치했을 경우에는 나 가고 들어오는 반경방향의 자속 밀도가 코일 내부에서 서로 상쇄되므로 변환계수의 크기가 0이 된다.

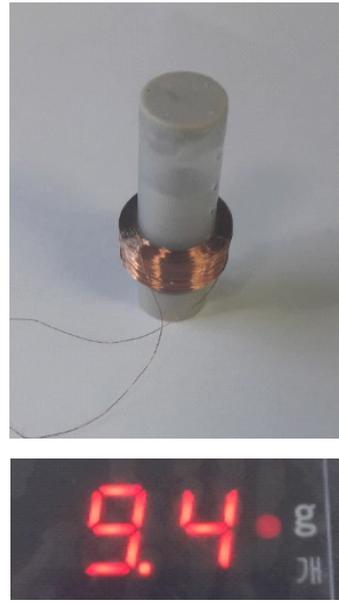


Fig. 7 Manufactured electromagnet energy harvester and total weight

입력 가속도에 따른 전자기형 에너지 수확장치의 출력 성능을 예측하기 위해서 MATLAB/simulink를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 다양한 형태의 입력 가속도와 지배 방정식을 적용할 수 있고, 자석 간의 척력이나 기계-전기 변환계수와 같은 비선형 데이터를 lookup-table 형태로 입력할 수 있으며 동적 전자기 유한요소해석에 비해 빠른 속도로 시간에 따른 출력 성능을 확인할 수 있다.

입력 가속도에 따른 전자기형 에너지 수확장치의 출력 성능을 예측하기 위해서 MATLAB/simulink를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 다양한 형태의 입력 가속도와 지배 방정식을 적용할 수 있고, 자석 간의 척력이나 기계-전기 변환계수와 같은 비선형 데이터를 lookup-table 형태로 입력할 수 있으며 동적 전자기 유한요소 해석에 비해 빠른 속도로 시간에 따른 출력 성능을 확인할 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 식 (2)와 (3)를 바탕으로 MATLAB/simulink 모델에 타이어 반경 방향의 진동을 입력하여 시뮬레이션한 결과를 나타낸다. 먼저 타이어 내부에 타이어반경방향으로 가속도계를 설치하여 가속도신호를 측정하였고, 실제 가속도 신호를 그대로 과도응답해석에 적용할 경우 해석 시간이 과도하게 발생하고, 비연속성으로 인한 에러가 발생하여 타이어

반경방향의 가속도 신호를 단순화하여 표시하였다. Fig. 6(a)는 차량이 60 km/h로 이동할 때 타이어에서 발생하는 가속도의 크기를 나타내었다. 식 (2)의  $F(t)$ 의 값을 나타낸다. Fig. 6(b)는 타이어 내부의 에너지 하베스터가 노면에 닿았을 때 중간 자석의 변위를 나타내었다. Fig. 6(c)는 Fig. 6(b)에서 이동자석의 변위가 발생했을 때 발생하는 전압의 크기를 나타내었다. 자석의 변위를 살펴보면, 타이어가 회전할 때 원심력과 척력이 평형을 이루는 위치에 이동 자석이 머무르다가 타이어가 노면과 접지하는 시점에 변위가 크게 발생하며 타이어가 노면과 분리되면 다시 평형점으로 돌아가면서 진동하는 형태를 보인다. 출력 전압은 큰 변위가 발생하는 시점에서 큰 출력을 보이며 감쇠에 의해 서서히 감소하면서 진동하는 형태를 보인다.

### 5. 성능 실험

Table 1과 같이 정한 설계값을 바탕으로 Fig. 7과 같이 제작하였다. 전체 질량은 9.4 g으로 제작되었다. Fig. 8과 같이 접착제를 이용하여 타이어 반경방향으로 부착하였다. Fig. 9는 타이어 내부에 제작된 에너지 하베스터를 부착하고 자동차가 도로 위를 주행할 때의 상황을 모사할 수 있는 시험장치이다. 실제 자동차의 하중이 타이어에 가해지고 아래쪽의 드림이 모터에 의해 회전하게 되면 타이어가 수직하중을 받으며 회전하게 되는 원리로 제작되었다. 타이어를 장착한 자동차가 전방으로 주행한다고 가정할 때 약 100 km/h로 회전 가능하지만 안전을 위하여 60 km/h까지만 시험을 진행하였다. 에너지 하베스터를 타이어 내면에 부착하고 전선을 휠 바깥쪽에 고정한 텔레메트리(코아칩스사, 실시간 고전압 무선 측정장치)에 연결하였다. 텔레메트리는 유선으로 신호를 받고 무선으로 신호를 모니터링 컴퓨터에 보내주는 배터리로 작동하는 장치이다. 20 km/h ~ 60 km/h 속도별로 에너지 하베스터에서 발생하는 전압을 무선 송수신 장치에서 수신하여 컴퓨터로 전송하여 실시간으로 측정하였다. 최대 전력을 계산하기 위하여 100 Ω의 외부저항을 병렬로 연결하였다. 속도별 최적저항을 연결할 경우 발전전력을 증가하는 효과는 있지만, 실제 스마트타이어의 센서모듈에 적용하기 위해서는 가변적인 저항을 적용할 수 없기에 한 종류의 저항만 연결하여 실험하였다. 속도별로 에너지 하베스터에서 발생하는 전압을 측정하였으며, Fig. 10

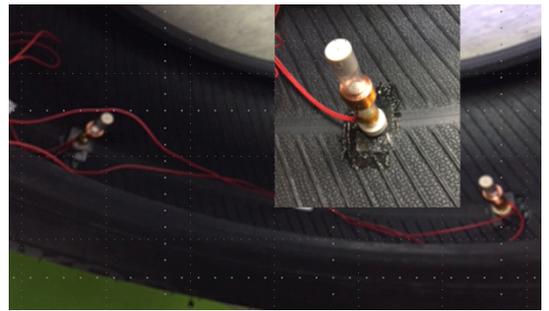


Fig. 8 Attached energy harvester inside the tire

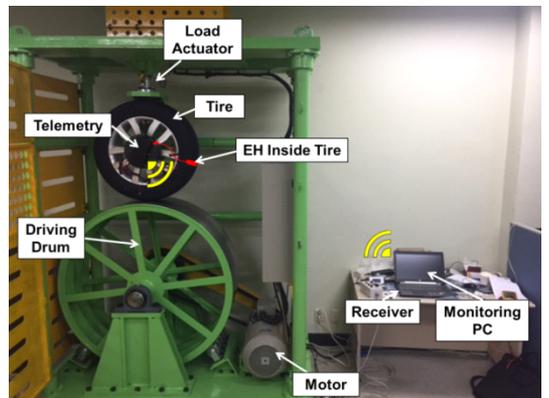


Fig. 9 Simulation facility of road driving

은 type1, type2 실험결과 중 40 km/h ~ 60 km/h로 주행 시 에너지 하베스터에서 발생하는 전압을 그래프로 나타내었다. 속도가 증가할수록 에너지 하베스터가 전압을 발생시키는 주기는 점점 짧아지고 발생하는 전압은 증가한다. 노면에 한 번 진동 시 에너지 하베스터의 중간 자석이 자유진동하는 횟수도 함께 증가하여 발생하는 전압 및 평균전력( $P_{avg}$ )도 증가하는 현상을 볼 수 있다. Type2의 60 km/h의 그래프를 보면 225/60R17 사이즈의 타이어의 경우 직경이 702 mm의 타이어가 한 바퀴 회전하는데 걸리는 시간은 0.132초이며 1초당 7.56회 반복되는 그래프가 나타났다. 에너지 하베스터가 노면에 닿는 순간 발생하는 피크 전압은 -3.5 V에서 2.5 V까지 나타났으며 에너지 하베스터가 노면에 한 번 닿고 타이어가 한 바퀴 회전하는 동안 7회 정도 자체진동이 발생하는 것을 알 수 있다.

Fig. 11, Fig. 12는 식 (2), 식 (3)의 해석결과로 나타난 Fig. 6과 Fig. 10의 실험결과를 비교하여 그래프로 나타내었다. 속도가 증가할수록 입력되는 가속도가 커지기 때문에 에너지 하베스터에서 발생하는  $Volt_{rms}$ 와

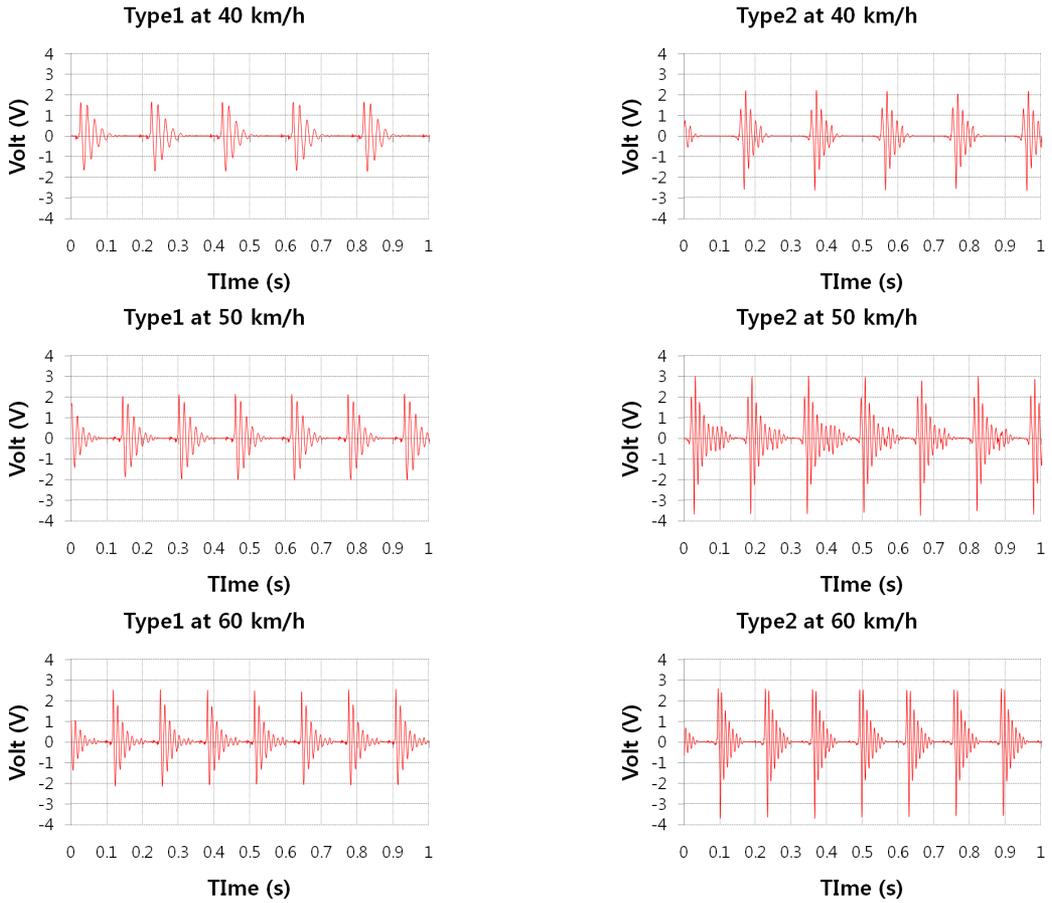


Fig. 10 Experimental result of energy harvester voltage performance of type1 and type2 at 40 km/h ~ 60 km/h

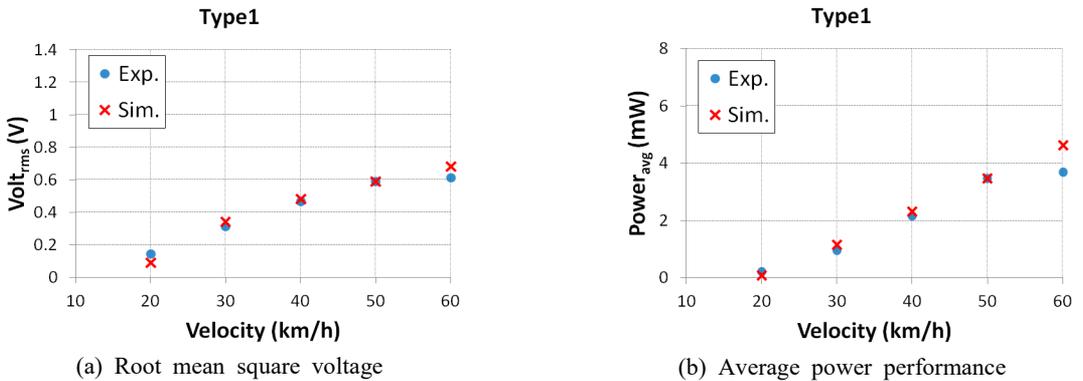
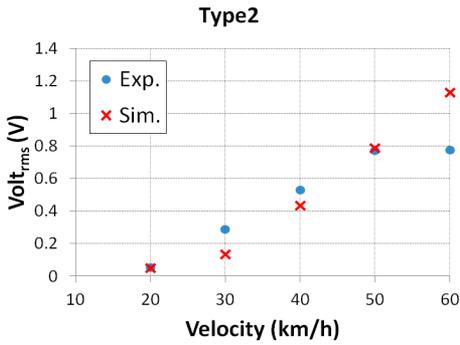


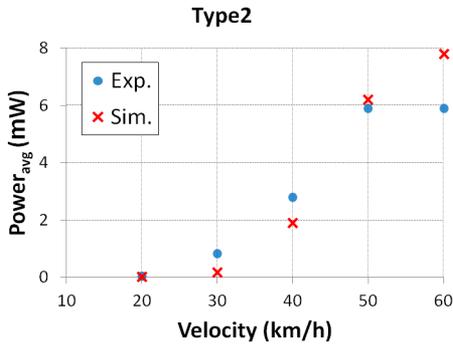
Fig. 11 Comparison of energy performance harvester (a) root mean square voltage (b) average power performance analysis results and experiment results of type1 by traveling speed

$P_{avg}$ 은 유사하게 증가하는 추세를 보인다. Type2의 에너지 하베스터가 60 km/h에서의 실험결과 중 최대값인  $V_{rms}$ 은 0.9 V이고,  $P_{avg}$ 는 약 5.9 mW이다.

60 km/h에서 해석값과 실험값의 차이가 보이는데 실험값의 경우 실제 제작된 에너지 하베스터의 중간자석과 고정자석의 척력의 비선형으로 인해서 중간자석이



(a) Root mean square voltage



(b) Average power performance

**Fig. 12** Comparison of energy performance harvester (a) root mean square voltage (b) average power performance

끝까지 이동하지 못하는 현상이 있는 것으로 보인다. 이를 해결하기 위해서 고정자석의 척력을 줄이거나 중간 자석의 이동 거리를 더 확보하면 해석과 실험이 유사한 결과를 얻을 것이라 기대된다. 또한 출력 전압이 1 V 내외로서 직류 전기로 정류할 경우 전력 손실로 인하여 출력 전압이 예상되지만, 실시간 측정은 최대 ±3 V ~ 4 V 정도 나오게 된다. 센서모듈이나 배터리에 사용하기 위해서는 직류 변환을 위한 정류과정을 거치게 되는데 그 과정에서 부스트 컨버터 등의 회로를 이용하여 전압을 올려주는 작업을 거쳐서 전력손실을 최소화할 수 있을 것으로 예상된다.

## 6. 결 론

이 연구에서는 스마트타이어 적용을 위한 센서모듈 전원공급용 전자기 에너지 하베스터 설계를 하고 해석 및 제작하여 실험을 통하여 성능을 확인하였다. 타이어가 회전할 때 타이어의 반경방향의 가속도 변화를

입력 가속도를 갖는 에너지 하베스터를 설계하였고, 유한요소 해석을 통하여 자석과 자석의 척력관계 및 자석과 코일의 기계-전기 변환계수를 유추하였다. 타이어 내부 인너라이너에 에너지 하베스터를 부착하고 무선통신 모듈을 통하여 에너지 하베스터의 성능을 확인하였다. 따라서, 이 연구를 통하여 스마트 타이어의 센서 모듈이 정상적으로 작동할 수 있는 전원공급이 가능할 것으로 판단된다.

## References

- (1) Lee, H. and Taheri, S., 2017, Intelligent Tires: A Review of Tire Characterization Literature, IEEE Intelligent Transportation Systems Council, pp. 114~135.
- (2) Reindl, L., Pohl, A., Scholl, G. and Weigel, R., 2001, SAW-based Radio Sensor Systems, IEEE Sensors J., Vol. 1, No. 1, pp. 69~78.
- (3) Pohl, A., Steindl, R. and Reindl, L., 1999, The 'Intelligent Tire' Utilizing Passive SAW Sensors Measurement of Tire Friction, IEEE Trans. Instrum. Meas., Vol. 48, No. 6, pp. 1041~1046.
- (4) Sadeqi, S., Arzanpour, S. and Hajikolaie, K. H., 2015, Broadening the Frequency Bandwidth of a Tire-embedded Piezoelectric-based Energy Harvesting System Using Coupled Linear Resonating Structure, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 20, No. 5, pp. 2085~2094.
- (5) Lee, J. and Choi, B., 2014, Development of a Piezoelectric Energy Harvesting System for Implementing Wireless Sensors on the Tires, Energy Conversion and Management, Vol. 78, pp. 32~38.
- (6) Singh, K. B., Bedekar, V., Taheri, S. and Priya, S., 2012, Piezoelectric Vibration Energy Harvesting System with an Adaptive Frequency Tuning Mechanism for Intelligent Tires, Mechatronics, Vol. 22, No. 7, pp. 970~988.
- (7) Park, H., 2017, Vibratory Electromagnetic Induction Energy Harvester on Wheel Surface of Mobile Sources, International Journal of Precision Engineering and Manufacturing - Green Technology, Vol. 4, No. 1, pp. 59~66.
- (8) Butt, Z., Pasha, R., Qayyum, F., Anjum, Z., Ahmad, N. and Elahi, H., 2016, Generation of Electrical Energy Using Lead Zirconate Titanate (PZT-5A) Piezoelectric Material: Analytical, Numerical and Experimental Verifications, Journal of Mechanical Science and Technology,

Vol. 31, No. 9, pp. 3553~3558.

(9) Cook-Chennault, K., Thambi, N. and Sastry, A., 2008, Powering MEMS Portable Devices: A review of Non-regenerative and Regenerative Power Supply Systems with Special Emphasis on Piezoelectric Energy Harvesting Systems, *Smart Materials and Structures*, Vol. 17, No. 4, p. 043001. doi: 10.1088/0964-1726/17/4/043001.

(10) Vasic, D., Chen, Y. and Costa, F., 2014, Self-powered Piezoelectric Energy Harvester for Bicycle, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 28, No. 7, pp. 2501~2510.

(11) Dahari, Z., Chye, W., Sidek, O. and Miskam, M., 2011, A Comparative Study of Electromagnetic Generator via Finite Element Analysis, Paper Presented at the 2011 International Conference on Electrical Engineering and Informatics, Bandung, Indonesia.

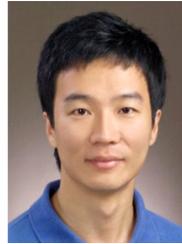
(12) Spreemann, D., Hoffmann, D., Folkmer, B. and Manoli, Y., 2008, Numerical Optimization Approach for Resonant Electromagnetic Vibration Transducer Designed for Random Vibration, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 18, No. 10, p. 104001. doi: 10.1088/0960-1317/18/10/104001.

(13) Spreemann, D., Folkmer, B. and Manoli, Y., 2009, Optimization and Comparison of Back Iron Based Coupling Architectures for Electromagnetic Vibration Transducers Using Evolution Strategy, *Proceedings of the Power MEMS*, pp. 372~375.

(14) Kim, S., Kim, Y., Seo, J. and Lee, H., 2017, Design Optimization of Electromagnetic Vibration Energy Har-

vesters Considering Aspect Ratio, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 27, No. 3, pp. 360~371.

(15) Mann, B. P. and Sims, N. D., 2009, Energy Harvesting from the Nonlinear Oscillations of Magnetic Levitation, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 319, pp. 515~530.



**Jongho Seo** received his B.S. in mechanical engineering from Chungbuk National University in 2008. He is currently taking a M.S.-Ph.D. joint course in Department of Mechanical Engineering, Hanyang University. His current research interest is electromagnetic and piezoelectric vibration energy harvesting.



**Young-Cheol Kim** is a principal researcher at Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM). He received his B.S. and M.S. in mechanical engineering from Pusan National University in 1990 and 1993, respectively, and Ph.D. in mechanical engineering from Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 2008. His current research interests include rotordynamics, tribology, and energy harvesting.

# 균일 미립화 응용을 위한 압전 초음파 진동자의 성능고찰

## Performance Investigation of Piezoelectric Ultrasonic Vibrator for Uniform Atomization Application

한 영 민<sup>†</sup> · 최 승 복<sup>\*</sup>  
Young-Min Han<sup>†</sup> and Seung-Bok Choi<sup>\*</sup>

(Received September 30, 2018 ; Revised November 26, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

**Key Words** : Piezoelectric Actuator(압전작동기), Ultrasonic Vibrator(초음파 진동자), Uniform Atomization(균일 미립화), Conformal Coating(보호막코팅), Wall-wetting(월웨팅)

### ABSTRACT

This study presents the performance evaluation of an ultrasonic vibrator for uniform atomization that can be applicable to conformal coating control in the light-emitting diode manufacturing process or wall-wetting control in fuel injection of vehicle engines. To achieve this goal, an ultrasonic vibrator was devised utilizing piezoelectric actuators to have longitudinal motion. After analytically analyzing the standing waves of the proposed ultrasonic vibrator, the concentrator horn of the vibrator was designed, and its design parameters were finally determined by a modal analysis through the finite element method. The uniform atomization properties of the sprayed droplets from the vibrator were evaluated by a fluid dynamics analysis using ANSYS FLUENT. To evaluate the effectiveness, the designed vibrator was manufactured, and the generated sound pressure level was measured. Subsequently, uniform atomization performances were experimentally demonstrated using the vibrator to uniformly conformal coat a light-emitting diode.

### 1. 서 론

최근 다양한 산업분야에서 지능재료를 활용한 작동기와 센서가 적용되고 있다<sup>(1)</sup>. 특히 압전재료는 가장 활발하게 산업에서 활용되고 있는 지능재료로서 이를 이용한 작동기는 고속 동작이 가능한 빠른 응답성과 미세 제어가 가능한 높은 분해능을 갖는 장점이 있기 때문에 자동차, 반도체, 의료장비 등의 다양한 산업분야에서 응용장치의 구동 메커니즘으로 활용되고 있다. 현재 이러한 압전작동기는 고주파 음향을 발생시키는 초음파 진동자의 구동요소로서도 다양하게 활용되고 있

다. 초음파 진동자는 음파를 발생시키는 구동요소에 따라서 압전형, 자왜형, 전왜형 등 다양하게 나뉘고 있으며 현재 산업에서 가장 많이 활용되고 있는 초음파 진동자는 압전효과를 이용하는 것이다. 이는 압전작동기의 고속 응답성이 초음파 진동자의 구동요소로서 많은 장점을 제공하고 있기 때문이다.

이러한 압전 초음파 진동자는 오랫동안 음파탐지기에서 수중 음파를 생성하는 장치로서 활용되어 왔다. 하지만 초음파의 특징은 진동수가 크고 파장이 짧기 때문에 강도가 보통 음파보다 뚜렷하게 크다는 특징을 갖고 있다. 이를 이용하면 응결, 분산, 파괴 등의 물리적 및 화학적 변화를 일으키는 작용이 가능하기 때문에 최근

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Ajou Motor College  
E-mail : ymhan@motor.ac.kr

<sup>\*</sup> Fellow Member, Inha University

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

세척, 가습뿐만 아니라 유화, 세포파쇄, 연료분사, 분사 코팅 등의 새로운 분야로 응용이 확대되고 있다<sup>(2,3)</sup>. 일반적으로 20 kHz ~ 200 kHz에서 작동하는 초음파 진동자는 큰 진폭과 파워를 동시에 갖기 유리한 종방향모드(longitudinal mode)의 진동을 이용한다. 대표적으로 Langevin이 제안한 볼트 체결형 진동자가 있으며, 가장 일반적인 구조로서 진폭을 증대시키기 위해 혼과 연결되는 방식을 사용한다<sup>(4)</sup>. 이러한 초음파 진동자는 기계적, 전기적, 열적 요소에 의해 성능이 제한되지만 압전작동기의 고속응답성과 철이나 티타늄 등을 이용한 다양한 형태의 혼에 의한 높은 파워 밀도에 의해 다양한 분야에서의 응용이 가능하다<sup>(5)</sup>. 이러한 초음파 진동자는 현재 세계 여러 곳에서 개발이 되어 초음파 유화기, 세포파쇄기, 초음파 세척기 등으로 그 응용분야가 점차 확대되고 있다. 특히 압전작동기 갖고 있는 동적응답성과 파워는 이러한 초음파 응용분야의 경계를 넓힐 수 있는 새로운 응용가능성과 잠재성을 제공한다.

따라서 이 연구에서는 이러한 초음파 진동자의 응용을 새로운 분야로 확대하고자 한다. 특히 초음파 레벨의 고주파로 음압 가진이 가능한 압전진동자는 미세입자의 분사뿐만 아니라 분사된 입자의 균일한 무화에 기여할 수 있으며 대표적으로 미세분무가 필요한 발광다이오드 제조공정의 보호막 코팅이나 엔진 연료분사 시스템의 월웨팅 제어 등으로의 응용 가능성이 매우 크다. 이 연구에는 이러한 분야로의 압전진동자 응용 가능성을 실험적으로 고찰하기 위해 2개의 압전 세라믹 링으로 도입한 초음파 진동자를 설계하였으며, 혼을 이용하여 그 변위를 증폭하도록 하였다. 그리고 FLUENT를 이용하여 진동자로부터 분사된 액체입자의 특성에 대하여 고찰한 후 초음파 압전진동자를 실제 제작하여 LED 코팅에 적용함으로써 미세 분무 및 무화 특성을 실험적으로 고찰하였다.

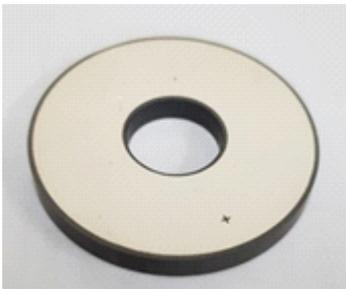


Fig. 1 The piezoelectric actuator

## 2. 초음파 진동자

### 2.1 진동자 구조

Fig. 1은 압전작동기를 이용한 초음파 진동자를 보여준다. 제안된 진동자는 고주파로 가진하기 위한 작동기와 변위를 증폭하기 위한 혼으로 이루어져 있다. 작동기에는 2개의 링타입 압전 세라믹이 적층되어 적용되었으며 그 앞과 뒤에 위치한 스테인레스 블록으로 체결되어 있다. 따라서 종(longitudinal) 방향의 가진에 의해 혼에서 초음파의 음압이 가진된다. 빠른 응답성과 높은 분해능의 특성을 갖는 압전작동기의 변위는 상당히 작기 때문에 여러 층으로 적층된 형태가 장장 일반적이다. 이러한 압전작동기의 거동은 일반적으로 다음과 같이 표현된다<sup>(6)</sup>.

$$\begin{aligned} D &= d_{33}T + \epsilon_{33}^T E \\ S &= \frac{1}{c}T + d_{33}E \end{aligned} \tag{1}$$

여기서  $D$ 는 압전변위텐서,  $S$ 는 스트레인텐서,  $d$ 는 압전재료 상수,  $\epsilon^T$ 는 유전율,  $c$ 는 컴플라이언스,  $T$ 는 스트레스텐서,  $E$ 는 전기장이다. 이로부터 압전작동기의 힘은 입력전압에 대해 다음과 같이 표현된다<sup>(1)</sup>.

$$\begin{aligned} f_p(t) &= k_p \delta(t) - f_{ex}(t) = \alpha V(t) \\ k_p &= \frac{Ac}{l}, \quad \alpha = \frac{Acd_{33}}{l} \end{aligned} \tag{2}$$

여기서  $k_p$ 는 스프링상수,  $\alpha$ 는 비례상수,  $f_{ex}$ 는 프리로드이며,  $A$ 는 작동기 단면적,  $l$ 은 작동기 길이이다. 이 연구에서 사용된 링타입 압전작동기는 PI사의 압전 세라믹 소자인 c181 세라믹이 적용되었으며 외경이 30 mm이다. 이 연구에서 사용된 압전작동기의 주요 사양은 Table 1에 나타내었다.

Fig. 2는 이 연구에서 제안한 초음파 진동자의 구조

Table 1 The mechanical specifications of the piezoelectric actuator

Specifications	Value
Thickness of a layer	3 mm
# of layers	2
Inner diameter	10 mm
Outer diameter	30 mm

를 보여주고 있다. 볼트 체결형 란주반 진동자(bolt-clamped Langevin transducer)의 구조를 채택하였으며, 링 타입의 압전소자 2개를 서로 마주 보도록 설치한 후 전기적으로 병렬로 연결하였고 상단 및 하단에 금속 블럭을 부착하여 전체를 볼트로 조인 구조를 갖는다. 이때 압전소자는 구동 신호를 기계적인 진동으로 변환시켜주는 역할을 하며 조립된 상태에서의 공진주파수로 인가된다.

2.2 진동자 모델링

Fig. 3은 진동자에 의한 액체 입자의 무화과정을 보여주고 있다. 이러한 초음파 가진에 따른 액체의 무화 과정은 유막패턴(liquid film pattern) 이론으로 설명할 수 있다. 즉 고주파로 가진되는 진동자의 표면위에 형성된 액체 필름막이 미세한 액체 입자 단위로 쪼개져서 분사된다는 것이다. 따라서 표면장력과(capillary wave)에서 파장을 다음과 같이 정의할 수 있다(7).

$$\lambda = \frac{2}{f} \sqrt{\left(\frac{\lambda g}{2\pi} + \frac{2\pi\sigma}{\sigma\lambda}\right) \tanh\left(\frac{2\pi h}{\lambda}\right)} \tag{3}$$

여기서  $f$ 는 주파수,  $\lambda$ 는 파장,  $g$ 는 중력가속도,  $\sigma$ 는 표면장력,  $\rho$ 는 액체밀도,  $h$ 는 유막 두께이다. 또한 유막이 매우 얇으며, 중력의 영향이 매우 적으므로 다음과 같은 가정의 도입이 가능하다.

$$\tanh\left(\frac{2\pi h}{\lambda}\right) \cong 1, \frac{\lambda g}{2\pi} \ll \frac{2\pi\sigma}{\rho\lambda} \tag{4}$$

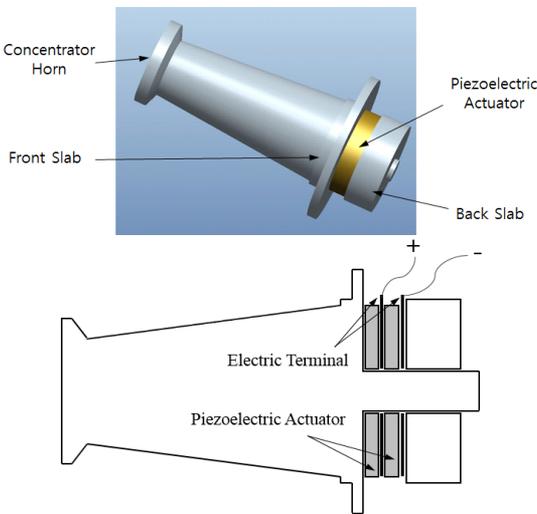


Fig. 2 Configuration of proposed ultrasonic vibrator

이로부터 식 (3)은 다음과 같이 간략하게 표현할 수 있다(8).

$$\lambda = K \left(\frac{8\pi\sigma}{\rho f^2}\right)^{1/3} = \left(\frac{16\pi\sigma}{\rho f^2}\right)^{1/3} \tag{5}$$

여기서  $K$ 는 오차를 보완하기 위해 적용되었으며 약 1.26의 값을 갖는다. 그리고 유막에서 액체가 분리되어 입자로서 생성되는 현상에서 파의 에너지는 표면장력 에너지로 전환되므로 다음과 같은 관계식을 정의할 수 있다.

$$\frac{1}{2}m\omega^2 A^2 \cong N\sigma S \tag{6}$$

$$m = N\rho V$$

여기서  $m$ 은 유막의 질량이며,  $V$ 는 액체입자의 평균체적이다. 그리고  $A$ 는 파의 진폭,  $\omega$ 는 파의 각주파수,  $N$ 은 액체 입자수,  $S$ 는 액체 입자의 평균 표면장력이다. 이때 액체필름과 분사된 입자의 질량은 동일하고, 파장과 진폭이 비례한다고 가정할 수 있다. 따라서 식 (5)와 (6)으로부터 분사 입자의 평균 직경을 정의할 수 있다.

$$D \cong \frac{3}{\pi} \cdot \frac{\sigma}{\rho f^2 A^2} \tag{7}$$

여기서 표면장력에 영향을 미치는 것과 관련된 무차원수인 웨버 수(Weber number)를 도입하면 입자 직경은 다음과 같이 표현된다.

$$D = \frac{1}{We_P} \cdot \frac{\sigma}{\rho v_P^2} \tag{8}$$

여기서  $We_P$ 는 웨버 수이며 약 0.1의 값을 갖는다.  $v_P$ 는 파의 진행속도이며,  $v_P = f\lambda$ 로 주어진다. 따라서 식

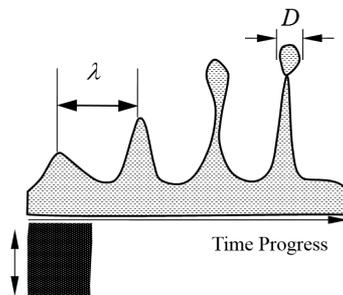


Fig. 3 Atomization process

(8)을 식(5)에 대입하면 입자의 평균 직경은 다음과 같이 결정된다.

$$D = 0.73 \cdot \left( \frac{\sigma}{\rho \cdot f^2} \right)^{1/3} \quad (9)$$

발광다이오드의 코팅이나 엔진의 연료분사에서 입자의 평균 직경은 일반적으로 20 mm보다 작으므로 식(10)로부터 압전진동자의 가진 주파수는 40 kHz 이상으로 결정된다.

제안된 초음파 진동자의 동적 거동은 종방향 진동으로 표현할 수 있으며 다음과 같이 수학적으로 표현된다.

$$\rho A(x) \frac{\partial^2 v(x,t)}{\partial t^2} - \frac{\partial}{\partial x} \left[ EA(x) \frac{\partial v(x,t)}{\partial x} \right] = 0 \quad (10)$$

여기서  $v(x,t)$ 는 변위,  $A(x)$ 는 단면적,  $\rho$ 는 밀도,  $E$ 는 영의 계수이다. 여기서  $v(x,t) = V(x)T(t)$ 로 가정하고 homogeneous 경계조건하에서 다음과 같은 간단한 상미분 방정식과 그 해가 도출된다<sup>(9)</sup>.

$$\frac{\partial^2 V(x)}{\partial x^2} + \frac{1}{A(x)} \frac{\partial A(x)}{\partial x} \frac{\partial V(x)}{\partial x} + k^2 V(x) = 0$$

$$\frac{d^2 V(x)}{dx^2} + k^2 V(x) = 0$$

$$V(x) = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx \quad (11)$$

여기서  $k = \omega_r/c$ 는 파수(circular wave number)이며,  $\omega_r$ 는 각주파수,  $c = \sqrt{E/\rho}$ 는 종파의 전파속도이다. 따라서 일정한 속도  $c$ 로 진행되는 파형의 파장  $\lambda_r$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\lambda_r = 2\pi \frac{1}{k} = 2\pi \frac{c}{\omega_r} \quad (12)$$

이로부터 이 연구에서 제안된 초음파의 진동자의 길이를 결정할 수 있다. 이때 최대진폭을 얻기 위해서 혼의 길이는 음파의 절반이 되도록 하였다.

이 연구에서 혼을 포함한 음파 집중기의 총 길이 72.5 mm로 설정되었으며, Fig. 4는 ANSYS에 의한 압전진동자의 유한요소 모달해석 결과로서 모드형상과 선단변위를 고찰하였다. 결과로부터 종방향 모드에서 공진주파수는 19.4 kHz, 최대 선단 변위는 0.1367 mm로 나타났다.

### 3. 압전진동자의 무화성능

제안된 진동자를 제작하기에 앞서 이 연구에서는 초음파 진동자에 의해 분사 및 미세화되는 입자의 특성을 수치해석적으로 분석하였다. 이를 위해 상용 해석 프로그램인 ANSYS FLUENT를 이용하였다. 초음파 분사에 의한 무화 현상은 진동자의 끝단에서부터 이후 공기 중(air zone)에서 발생하게 되므로 대기압 하에서 해석이 수행되었으며, 유막의 파동으로부터 입자의 표면장력으로 전달되는 에너지에 근거하여 입자의 속도와 직경 등을 FLUENT를 이용하여 유체동력학적 해석을 통해 고찰하였다.

Fig. 5는 분사 입자의 동적해석을 위한 격자 모델을 보여준다. 여기에 사용된 격자는 hexahedral과 tetra-

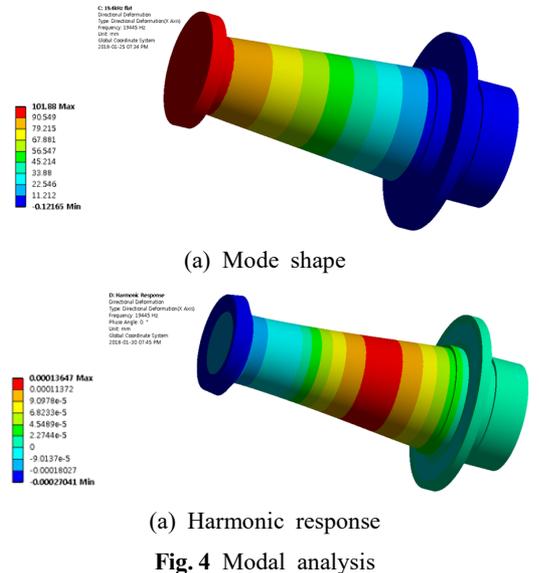


Fig. 4 Modal analysis

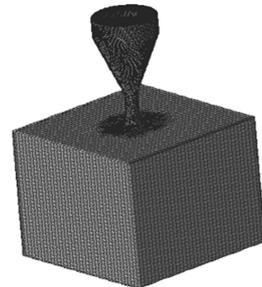
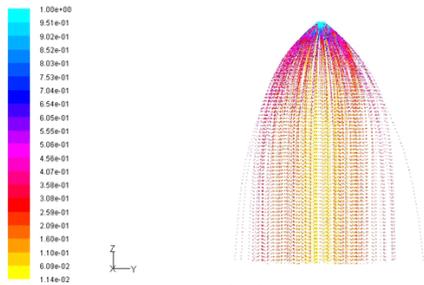
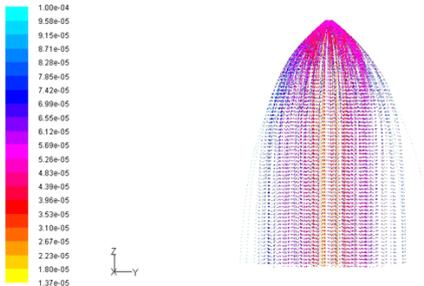


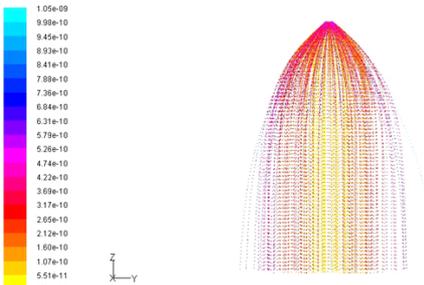
Fig. 5 Grid system for FLUENT analysis



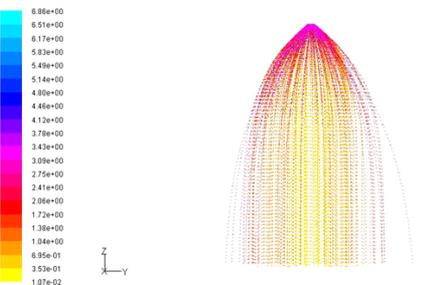
(a) Velocity



(b) Diameter



(c) Mass



(d) Reynolds number

**Fig. 6** Analysis results by FLUENT

**Table 2** Analysis results of droplets properties

Properties	Value
Droplets velocity	0.26 m/s
Flow rate	0.0045 kg/s
Mean diameter	0.019 mm



**Fig. 7** Manufactured vibrator

hedral이며 격자의 최소 크기는 0.5 mm이다. 분사 액체로서 실리콘이 적용되었다. 이때 도입된 실리콘의 점도는 7000 cp, 밀도는 2000 kg/m<sup>3</sup>이다. Fig. 6과 Table 2는 해석결과를 나타내고 있다. 결과로부터 실리콘 입자의 평균 분사속도와 직경은 각각 0.26 m/s, 0.019 mm로 나타났다. 이는 식 (7)의 진동자 설계에서 목표로 한 입자직경 0.020 mm와 잘 일치함을 알 수 있다. 또한 입자질량의 분포는 최대 1.05 mg에서 최소 0.00269 mg이며, 이때 최대 레이놀즈 수는 6.86으로 매우 낮은 값을 유지하고 있으므로 안정적으로 분사됨을 알 수 있다.

Fig. 7은 이 연구에서 실제 제작된 초음파 진동자를 보여주고 있다. 좌측 및 우측의 금속 블록 사이에 압전소자 2개를 서로 마주 보도록 설치한 후 전체를 볼트로 체결한 란주반 진동자의 구조를 갖고 있다. 이 연구에서는 미세입자로서 20 μm와 40 μm 입자크기를 형성할 수 있도록 각각 19 kHz (길이 88.5 mm)와 41 kHz (길이 62.3 mm)의 공진주파수를 갖는 2개의 진동자가 제작되었다. 이때 제작된 압전 링 좌우측의 금속블럭은 스테인레스강(S45C)의 재질로 이루어져 있으며, 우측의 금속블럭은 질량으로서 압전소자에서 두께 방향으로 발생하는 진동의 진폭을 증폭시키는 역할과 진동자에서 발생하는 열을 흡수 및 냉각시키는 역할을 한다. 압전소자 좌측의 금속 블럭은 하방의 파를 반사하는 역할을 하며 압전소자에 비해 현저히 낮은 음향 임피던스를 갖는다. 그리고 혼은 압전작동기에 발생하는 진동을 진폭을 증폭시키는 역할을 한다.

Fig. 8은 실제 제작된 시작품의 고주파 음향 특성을 시험하기 위해 고전압앰프(NF사의 HSA4012)와 음압센서(PCB Piezotronics사의 378B02 마이크로폰)를 설치하여 구축한 음압 테스트환경을 나타내고 있다. 음압 시험에서 발전자에 인가되는 입력전압은 사인파형으로 진폭은 70 V(0 V ~ 140 V)이며, 주파수는 0.1 Hz에서 20 kHz까지 범위에서 가진하였다. 발생한 음압은

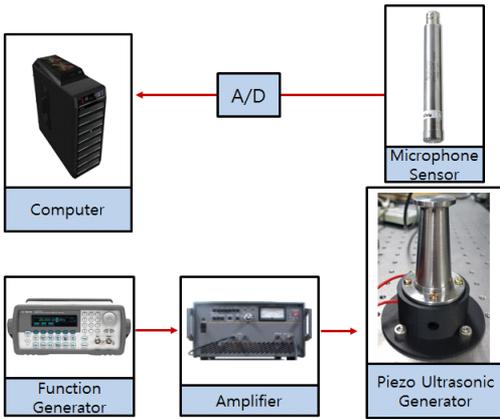
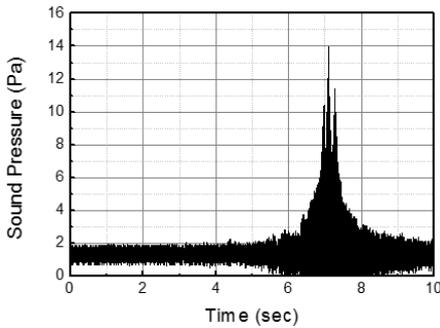
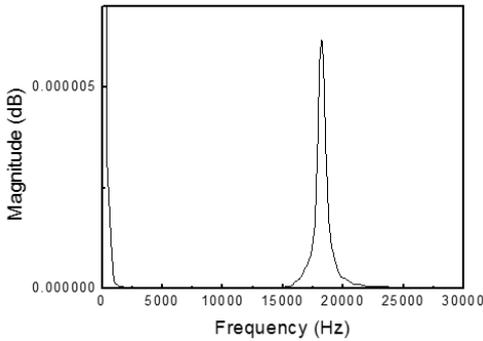


Fig. 8 Experimental setup sound level test



(a) Time domain

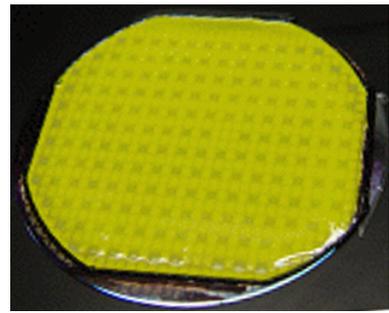


(b) Frequency domain

Fig. 9 Measured sound pressure

마이크로폰으로 측정하였으며 그 결과는 Fig. 9와 같다. 결과에 나타난 바와 같이 공진주파수는 18.2 kHz이며 해석결과와의 오차는 6.2% 이하로서 서로 잘 일치함을 알 수 있다. 그리고 이 때 발생하는 최대 음압은 13.8 Pa로서 항공기 이륙시 음압(20 Pa)과 비교하면 매우 높은 음압이 형성되었음을 알 수 있다.

제안된 압전진동자가 미세입자의 균일한 분사와 무



(a) Coated wafer



(b) Light distribution

Fig. 10 Measured sound pressure

화가 가능함을 입증하기 위해 제작된 압전진동자를 이용하여 웨이퍼에 실리콘을 코팅하였으며 이로부터 제작된 발광다이오드를 이용하여 조사된 빛의 분포결과를 Fig. 10에 나타내었다. 결과에 나타난 바와 같이 빛의 조사가 고른 것을 알 수 있으며 조사각 70° 이내에서 빛의 중심부와 주변부의 색온도 차이가 9% 이내로 나타났다. 이로부터 압전작동기를 이용한 초음파 분사 장치가 미세입자의 균일한 무화를 만들어 낼 수 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 초음파 음압에 의한 액체의 미립화와 미세입자의 균일한 분산에 따른 새로운 응용가능성을 제시하기 위해 초음파 무화 및 응용특성을 실험적으로 고찰하였다. 이를 위해 링 타입의 압전작동기를 이용한 초음파 진동자를 고안하고 동적모델링과 해석을 수행하였다.

해석결과로부터 진동자의 공진주파수와 최대 진폭을 도출하기 위한 진동자 길이를 결정하였다. 또한 압전

진동자를 실제 제작하여 음압특성을 실험적으로 고찰하였고, 입자분사 특성을 수치해석적으로 분석하였다. 결과로부터 실리콘 입자의 평균 분사직경은 0.019 mm 이며, 안정적으로 분사됨을 알 수 있었다. 나아가 실제 응용장치인 발광다이오드 표면의 실리콘 도포에 적용하여 조사된 빛의 분포가 9% 이내로 나타남을 고찰함으로써 압전 초음파 진동자에 의한 미세입자의 균일무화 특성을 실험적으로 입증하였다. 이 연구에서 제작된 압전진동자는 다음 연구단계에서 엔진의 연료 분사 장치에 적용하여 분사된 입자의 무화와 월웨팅 저감 특성을 고찰하는 연구로 확대하고자 한다.

## 후 기

이 논문은 2017년 대한민국 과학기술정보통신부와 한국연구재단의 기초연구사업(중견연구)의 지원을 받아 수행된 연구임(NRF-2017R1A2B1009998).

## References

(1) Choi, S. B. and Han, Y. M., 2010, Piezoelectric Actuators: Control Applications of Smart Materials (Chapter 3~8), CRC Press, Boca Raton, FL.  
 (2) Dobre, M. and Bolle, L., 2002, Practical Design of Ultrasonic Spray Devices: Experimental Testing of Several Atomizer Geometries, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 26, No. 2-4, pp. 205~211.  
 (3) Son, B. H. and Choi, S. B., 2009, Design and Analysis of Ultrasonic Vibrator for Conformal Coating in LED Packaging, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 12, pp.

1289~1295.

(4) Medis, P. S. and Henderson, H. T., 2005, Micromachining Using Ultrasonic Impact Grinding, J. Micromech. Microeng., Vol. 15, No. 8, pp. 1556~1559.  
 (5) Muhlen, S. S., 1990, Design of an Optimized High-Power Ultrasonic Transducer, Proceedings of IEEE Ultrasonics Symposium. pp. 1631~1634.  
 (6) Cady, W. G., 1964, Piezoelectricity, an Introduction to the Theory and Applications of Electro-mechanical Phenomena in Crystals, Dover, NY, USA.  
 (7) Lang, R. J., 1962, Ultrasonic Atomization of Liquids, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 34, pp. 6~8.  
 (8) Dobre, M. and Bolle, L., 1999, Visualization and Analysis of Liquid Film Surface Patterns Formed on Ultrasonic Atomisers, Paper presented at ILASS-Europe, Toulouse, France.  
 (9) Meirovitch, M., 1967, Analytical Methods in Vibrations (Chapter 2), Macmillan, New York, USA.



**Young-Min Han** received the Ph.D. degree in mechanical engineering from Inha University, Incheon, Korea in 2005. Since 2011, he has been a Professor at Ajou Motor College, Chungman, Korea. His current research interest includes design and control of functional mechanisms utilizing smart materials such as active mounts, semi-active shock absorbers, hydraulic valve systems, robotic manipulators and human-machine interfaces.

# 디젤발전기의 내진용 방진베드 시스템의 내진성능평가

## Seismic Performance Evaluation of Isolated Common Bed System for Diesel Engine Generator

장 성 진\* · 전 범 규† · 박 동 옥\* · 백 은 림\*

Sung-Jin Chang\*, Bub-Gyu Jeon†, Dong-Uk Park\* and Eun-Rim Baek\*

(Received November 2, 2018 ; Revised November 26, 2018 ; Accepted November 26, 2018)

**Key Words** : Isolated Common Bed System(방진베드 시스템), Seismic Performance Evaluation(내진성능평가), Diesel Engine Generator(디젤발전기)

### ABSTRACT

The seismic performance of a vibration isolator bed system for emergency diesel engine generators was evaluated in this study. A shaking table test and numerical analysis were used for the evaluations. The ICC-ES AC156 test method was applied to the shaking table test, as recommended by ASCE 7. For inducing the input spectral acceleration, the generator was assumed at the highest location of a building. After the shaking table test, structural and functional rigidities were observed by visual inspection and functional testing. It was possible to evaluate the structural rigidity of the vibration isolator bed system for emergency diesel generators in greater detail through a numerical analysis.

### 1. 서 론

2016년 9월 경상북도 경주에 규모 5.8의 지진과 2017년 11월 경상북도 포항에 5.4의 지진을 포함하여 규모 5 이상의 지진이 빈번히 발생함에 따라 사회적으로 건물과 비구조요소의 안전문제에 관심이 크게 증가하고 있다.

내진설계 의무규정은 1988년에 도입되어 6층 이상 또는 연면적 100 000 m<sup>2</sup> 이상의 건축물에 대해 내진설계를 의무화한 이후로 그 대상을 점차적으로 확대하여 2017년 2월에 2층 이상 또는 500 m<sup>2</sup> 이상의 건축물도 내진설계를 하도록 의무화했다. 건축물의 내진설계가

강화됨에 따라 건물은 내진성능이 확보되었지만 건물에 설치되는 비구조요소의 손실로 인한 인명피해가 발생할 수 있으므로 지진이 빈번히 발생하는 미국, 일본 등의 선진국은 이에 대비하여 비구조요소에 대한 내진기준을 강화하고 있는 추세이다.

지진발생시 전원공급이 상실하면 소방시설의 전원을 확보하기 위하여 비상디젤발전기가 설치되게 된다. 그러나 비상디젤발전기가 내진성능이 확보되지 못한다면 지진발생시 소방시설이 마비되게 되어 지진으로 인한 이차피해를 방지할 수 없다. 따라서 비구조요소 중 비상디젤발전기는 비상시 주요 소방시설을 작동시키는 전원이므로 반드시 내진성능을 갖추어야 한다.

디젤발전기 기초부의 진동저감에 관한 연구와 본체

† 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

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

# 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

의 소음 및 진동에 관한 연구가 진행되고 있다<sup>(1,2)</sup>. 국외에서는 원자력발전소에 설치되는 비상디젤발전기 시스템에 대한 내진성능 평가를 수행한 바 있다<sup>(3)</sup>. 국내에서는 기존의 지진하중보다 고주파성분의 영향이 큰 지진에 대한 내진성능평가가 진행된 바 있다<sup>(4)</sup>.

디젤발전기의 경우 모터에 의한 진동이 많이 발생하므로 스프링과 같은 방진시스템이 바닥에 설치되는 경우가 많다. 그러나 소방시설의 내진설계 기준<sup>(5)</sup>에 따르면 비상전원은 지진발생시 전도되지 않도록 설치하는 것을 규정하고 있다. 따라서 지진에 의한 과도한 응답 발생을 방지하기 위하여 내진스토퍼를 설치한 방진베드 시스템이 필요할 것으로 판단된다.

1000 kW 이상의 비상디젤발전기는 장비의 규격이 진동대 사양을 초과하므로 국내에서 시험이 불가능하다. IEEE Std 693<sup>(6)</sup>과 방송통신설비의 내진 시험방법<sup>(7)</sup> 등에서는 시험적인 방법으로 성능검증이 불가능한 경우 해석검증으로 내진성능을 평가할 수 있도록 권고하고 있다. 따라서 이러한 경우, 해석검증으로 내진성능을 평가하여야 할 것이다. 이 연구에서는 진동대 시험결과를 바탕으로 해석적인 접근으로 디젤발전기의 방진베드 시스템의 내진성능평가를 수행할 수 있음을 증명하고, 진동대 장비의 규모를 초과하는 동종의 시험대상 에 대하여 유한요소 해석을 통한 지진안전성 평가를 수행할 수 있음을 확인하였다.

## 2. 시험 개요

### 2.1 시험방법

이 논문에서는 ASCE에서 추천하고, OSHPD에서 적용하여 사용하고 있는 비구조요소의 진동대 시험 방법인 ICC-ES AC156<sup>(8)</sup>에 따라 비상디젤발전기의 내진성능시험을 수행하였다.

시험을 통한 내진성능평가를 위하여 공진탐색시험과 지진모사시험을 수행하였다. 공진탐색시험은 각 축방향에 대하여 독립적으로 수행하였으며, 주파수 범위를 1 Hz부터 50 Hz까지 수행하여 입력신호와 출력신호의 TR(transfer function)으로 공진주파수를 결정하였다.

지진모사시험은 3축 동시 가진으로 요구응답스펙트럼을 만족하도록 시험을 수행하였다. 시간이력의 길이는 30초이며 강진지속시간은 20초이다. 각 축방향 시간이력간의 상관관계함수는 ASCE 4-98<sup>(9)</sup>에서

권고하는 0.3이하가 되도록 하였다.

디젤발전기의 이상여부를 판단하기 위하여 지진모사시험 후 기능검사와 육안검사를 수행하였다.

### 2.2 시험체

시험에 사용한 내진 기능을 갖춘 디젤엔진 발전기는 발전기, 엔진, 라디에이터, 커먼베드, 방진스프링, 충격흡수장치, 스토퍼로 구성되었다. 총 12개의 방진 스프링이 하부에 설치되었으며, 충격흡수장치는 6개소로 바닥판에 고정되었다. 스토퍼 8개소는 몸체의 측면에 설치되어 발전기가 원위치를 이탈하는 것을 방지하고 있다. 방진스프링, 충격흡수장치, 스토퍼는 바닥판과 M12 볼트로 체결되었다.

Fig. 1은 내진 기능을 갖춘 디젤엔진 발전기의 진동대 설치사진이며, Table 1은 디젤엔진 발전기의 규격이다.

### 2.3 지진하중

국내 건축구조기준<sup>(10)</sup>에 따라 단주기설계스펙트럼 가속도( $S_{Ds}$ )를 식 (1)과 같이 도출하였다. 지진구역계수( $S$ )는 지진구역 I로 가정하여 0.22 g를 적용하였으며, 단주기 지반증폭계수( $F_a$ )는 단단한 토사 지반( $S_D$ )으로 가정하여 1.5를 적용하였다.

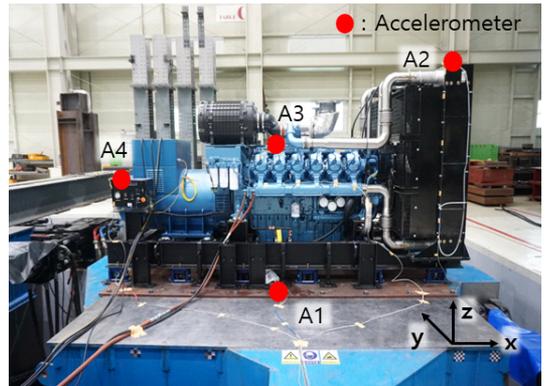


Fig. 1 Diesel engine generator

Table 1 Tested specimen specification

Specimen name	Dimensions(mm)			Weight(kg)
	Length	Width	Height	
Diesel engine generator	4470	1665	2146	8830

$$S_{DS} = S \times 2.5 \times F_a \times 2/3 = 0.55 \quad (1)$$

ICC-ES AC 156에서 제시하고 있는 식 (2)와 식 (3)을 이용하여 수평방향  $A_{FLX-H}$ ,  $A_{RIG-H}$ 를 계산하였으며,  $A_{FLX-H}$ 의 최대값은 1.6  $S_{DS}$ 를 초과할 수 없다. 여기서  $z/h$ 는 구조물과 비구조요소의 설치위치의 비이며 모든 층에 시공될 수 있으므로 1로 가정하였다.  $A_{FLX-V}$ 와  $A_{RIG-V}$ 는 각각  $S_{DS}$ 의 67%,  $S_{DS}$ 의 27%이다. RRS의 주요 파라미터는 Fig. 2 및 Table 2와 같다.

$$A_{FLX-H} = S_{DS} \left( 1 + 2 \frac{z}{h} \right) \quad (2)$$

$$A_{RIG-H} = 0.4 S_{DS} \left( 1 + 2 \frac{z}{h} \right) \quad (3)$$

### 3. 실험장비 및 계측계획

#### 3.1 실험시설 및 장비

지진모사시험은 지진방재연구센터의 6자유도 진동대를 이용하여 수행되었다. 지진방재연구센터의 6자유도 진동대는 국내 최고 수준의 진동대 장비로서 최대 적재하중은 30 ton이고, 크기는 4.0 m × 4.0 m이다. 최대 가속도는 수평 3.0 g, 수직 5.0 g이며 최대변위는 수평 ± 300 mm, 수직 ± 150 mm이다.

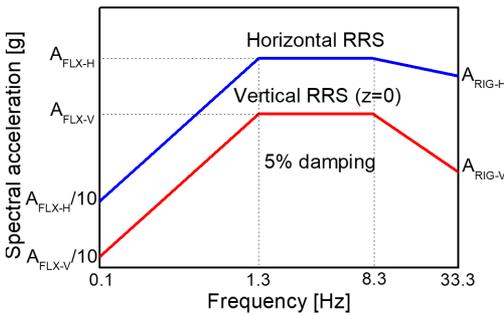


Fig. 2 Required response spectrum

Table 2 Shake table test parameter

$S_{DS}$ (g)	$z/h$	Horizontal		Vertical	
		$A_{FLX-H}$ (g)	$A_{RIG-H}$ (g)	$A_{FLX-V}$ (g)	$A_{RIG-V}$ (g)
0.55	1	0.88	0.66	0.36	0.14

### 3.2 계측 계획

시험에 사용된 모든 계측기기는 ISO 17025<sup>(11)</sup>에 준하는 품질관리가 이루어진 장비들이며, 입력가속도의 적절성을 확인하기 위하여 진동대 바닥에 3축 가속도계를 설치하였다. Fig. 1과 같이 시험대상설비인 디젤발전기의 웬, 엔진, 컨트롤패널 상부에 3축 가속도계를 각각 설치하였다. 시험 전과 후의 기능시험을 수행하여 디젤발전기의 기능의 연속성을 확인하였다. 발전기에서 출력되는 AC220V를 외부에 설치된 AC/DC transducer를 통하여 출력되고 이를 AC전압을 DC 전압으로 변환하여 전압전류기록계를 통하여 모니터링 하였다.

## 4. 시험결과 및 분석

#### 4.1 공진탐색시험

공진탐색시험으로 진동대에서 입력된 가속도(a)에 대한 센서가 설치된 각 위치에서 응답가속도(b)의 전달함수를 산정함으로써 디젤발전기의 공진주파수를 결정하였다. 전달함수( $T_{ab}$ )는 식 (4)와 같이 입력된 신호의 power spectral density( $P_{aa}$ )에 대한 입·출력신호의 cross power spectral density( $P_{ba}$ )에 의해 계산된다.

$$T_{ab}(f) = \frac{P_{ba}(f)}{P_{aa}(f)} \quad (4)$$

공진 분석의 정밀도를 향상시키기 위하여 각 신호는 symmetric hamming window가 적용되었다. 공진 검색 시험의 결과는 Table 3과 같다.

#### 4.2 지진모사시험

디젤발전기의 지진에 대한 성능을 확인하기 위하여 6 DOF 진동대에 디젤발전기가 설치된 상태에서 요구응답스펙트럼을 만족하는 지진을 모사하였다. ICC-

Table 3 Resonance frequency

Direction	Resonance frequency (Hz)		
	Test	Eigenvalue analysis	Difference(%)
X	3.75	3.50	6.67
Y	2.75	2.67	2.91
Z	5.00	4.63	7.40

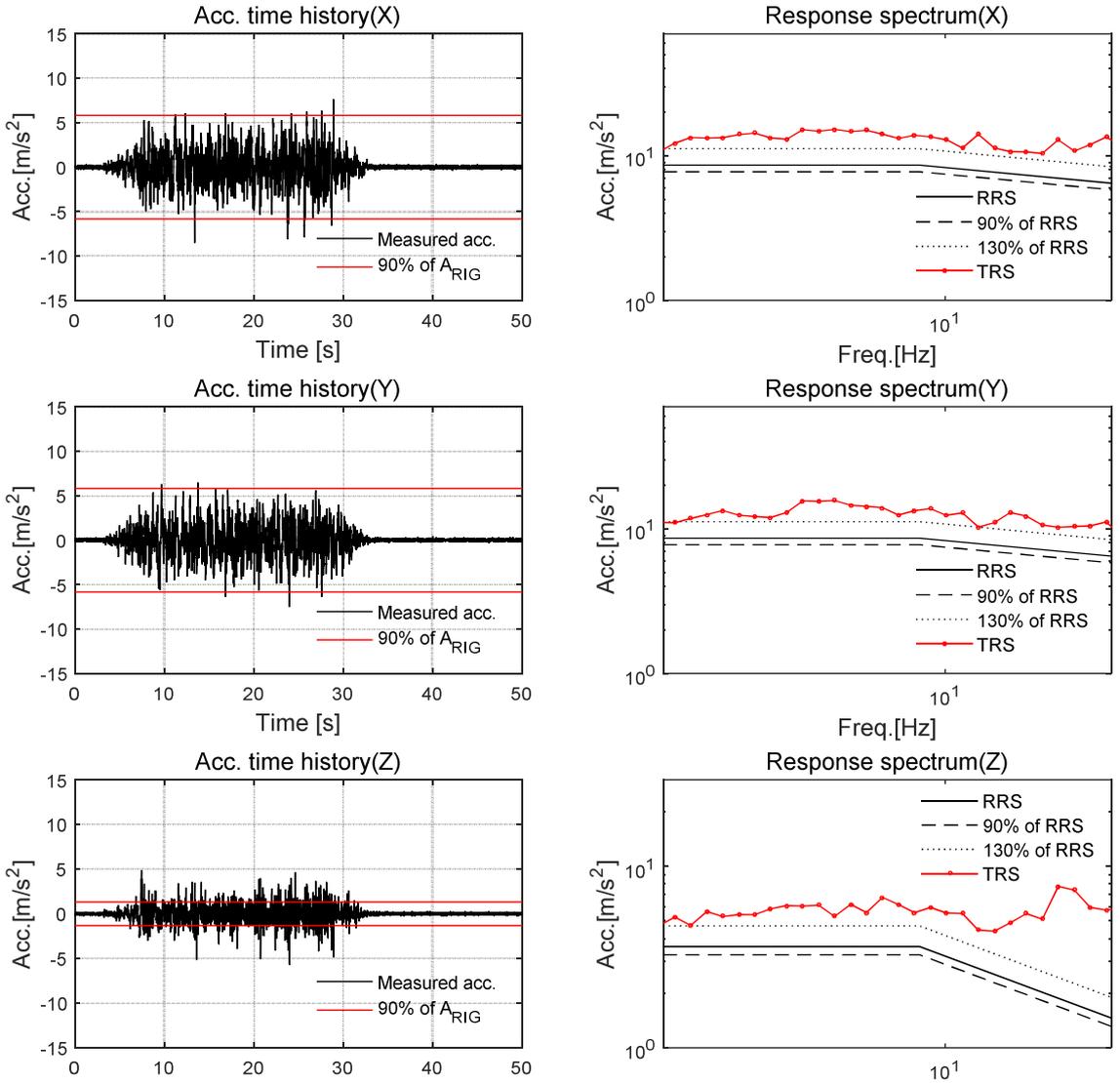


Fig. 3 Acceleration time history, TRS and RRS

ES AC 156에 따라 분석주파수 간격은 1/6 octave로 설정하였으며, 감쇠비는 요구응답스펙트럼과 동일한 5%로 하였다. 시험응답스펙트럼(TRS, test response spectra)과 요구응답스펙트럼(RRS, required response spectra)의 비교 결과는 Fig. 3과 같이 모든 관심영역 대역에서 TRS는 RRS를 포락하였다. 시간이력의 최대값이 ZPA(zero period acceleration)의 90%를 초과하고 있음을 확인하였다. 따라서 ICC-ES AC 156의 포락조건 및 시간이력 요구사항을 모두 만족하도록

시험 가진은 성공적으로 이루어졌다.

#### 4.3 기능검사 및 육안검사

시험 후 육안검사를 수행하여 디젤발전기의 파손 및 변형 발생여부를 점검하였으며 디젤발전기의 전원을 가동시켜 기능의 연속성을 확인하였다,

모든 시험 종료 후 수행된 육안검사서서 디젤발전기의 변형, 주요 부품의 이탈, 앵커부 또는 주요 부재의 파손 등은 발견되지 않았다. 그리고 Fig. 4의 시험 전

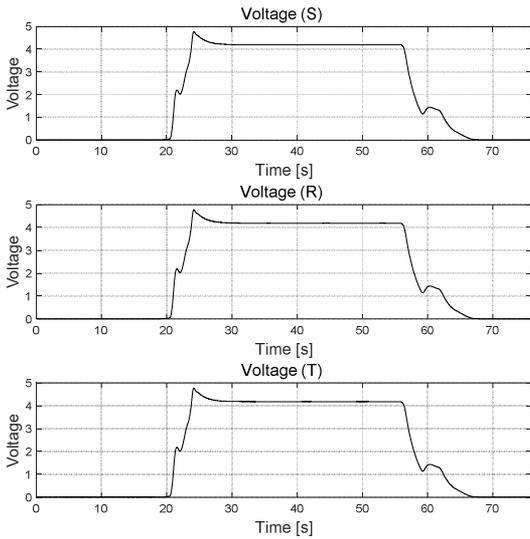


Fig. 4 Functional test before seismic test (on-off)

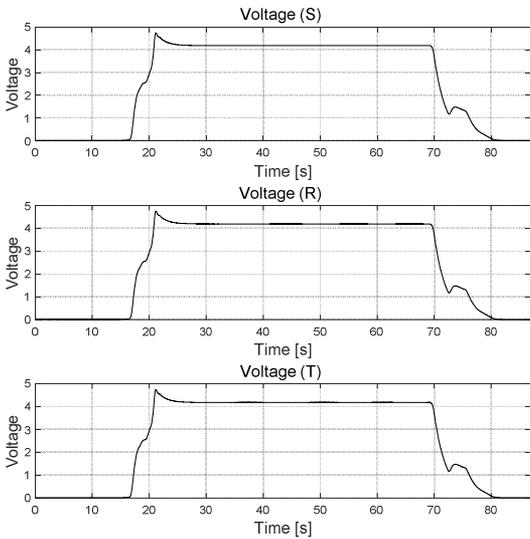


Fig. 5 Functional test after seismic test (on-off)

기능검사 결과와 Fig. 5의 시험 후 기능검사 결과로부터 지진모사시험 후 기능의 연속성이 유지되고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 지진에 대한 건전성이 확보된 것으로 판단할 수 있다.

## 5. 유한요소 해석을 통한 내진성능 평가

### 5.1 모델링

하부의 디젤발전기 커먼베드를 빔요소로 모델링하여 방진스프링, 충격흡수장치, 스톱퍼를 모사하였으

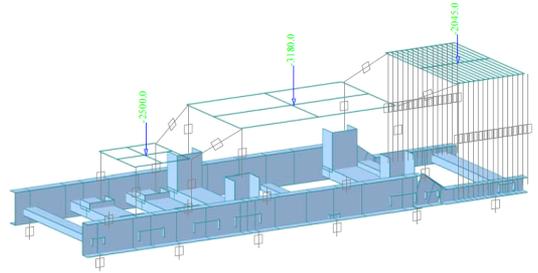


Fig. 6 Diesel engine generator model

며, 발전기와 엔진 등은 Fig. 6과 같이 질량으로 모델링하였다.

방진스프링은 수직 및 수평의 3축 방향에 대하여 탄성 거동하는 탄성링크요소(elastic link element)를 이용하여 이상화하였다. 충격흡수장치는 감쇠계수를 가지는 스프링지점(point spring support)으로 가정하였다. 스톱퍼(stopper)는 2방향(Y, Z)에 대해 강성을 가지는 스프링지점(point spring support)으로 가정하였다. 스톱퍼는 지진시 커먼베드의 횡변위 및 수직변위가 유격 크기 이상 발생하는 경우 추가의 변위가 생기지 않도록 구속하는 역할을 한다. 따라서 지진의 변위가 작을 경우 스톱퍼는 커먼베드의 자유거동을 모사하였으며, 변위가 유격 이상으로 발생하는 경우 구속효과를 모사하기 위해 무한 강성을 가지는 것으로 가정하였다.

디젤엔진발전기는 외부하중에 의해 변형이 발생하지 않는 강체보(rigid beam)로 가정하였다. 디젤엔진발전기의 자중은 강체보의 무게중심에 작용하는 집중하중으로 가정하였으며, 집중하중은 하중조합에서 중력하중 조건과 동적 해석 시 동적 질량(dynamic mass)으로 고려되었다.

### 5.2 해석 결과

해석모델의 고유진동수 및 모드형상을 파악하기 위하여 고유치해석을 수행하였다. 해석모델의 유효성을 평가하기 위하여 각 방향에 대한 고유진동수를 해석대상기기를 대상으로 공진탐색시험 결과의 공진주파수와 비교하였다. Table 3에 나타낸 바와 같이 해석 결과는 실험결과와 비교하여 최대 7.40 % 수준의 오차율(error ratio, analysis/test)을 나타내어 해석모델이 타당한 것으로 판단된다.

주어진 요구응답스펙트럼에 대한 해석대상기기의

**Table 4** Numerical analysis result

Case no.	Analysis condition	Stress [MPa] (ratio to yield)
1	free bed model	202.0 (0.81)
2	constrained(y) bed mode	192.7 (0.77)
3	constrained(y,z) bed model	111.5 (0.45)

**Table 5** Required force of stopper

Case no.	Axial force [kN] (lateral stopper)	Shear force [kN] (vertical stopper)
1	-	-
2	0.36	27.05
3	51.62	24.44

구조적 건전성을 평가하기 위하여 응답스펙트럼해석을 수행하였다. 해석대상기에서 스톱퍼는 커먼베드의 변위량에 따라 구속 여부가 달라지는 경계비선형 특성을 가지기 때문에 단일 응답스펙트럼해석에서는 스톱퍼의 거동을 고려하기 어렵다. 따라서 스톱퍼의 구속여부에 따라 Table 4와 같이 3가지 경우(스톱퍼의 구속을 무시한 경우, Y방향을 구속한 경우, Y와 Z방향을 구속한 경우)에 대해 해석을 수행하였다. 스톱퍼의 구속을 무시한 경우(case no. 1)에는 커먼베드의 응력을 주로 검토하고, 스톱퍼의 구속을 고려한 경우(case no. 2~3)에는 스톱퍼에 요구되는 축력 및 전단력을 산정하였다. Table 4에서 확인할 수 있듯이 스톱퍼의 구속을 무시한 경우 최대 응력이 202 MPa 발생하였으나 항복응력 250 MPa의 80% 수준으로 탄성상태를 유지하였다. 또한 주어진 지진하중 조건에서 커먼베드의 수평(Y) 및 수직(Z) 방향으로 변위를 제어하기 위해 Table 5에 나타난 바와 같이 축강도 51.62 kN, 전단강도 27.05 kN 이상이 요구된다.

## 6. 결 론

디젤엔진발전기의 내진용 방진 베드 시스템의 내진성능을 평가하였다. 내진성능 평가에 사용한 지진하중은 국내 건축구조기준을 바탕으로 연약지반을 제외한 최대지진력에 대응하는 등가정적하중을 계산하였으며, ICC-ES AC 156에 따라 평가대상설비가 임의의 구조물의 요구응답스펙트럼을 작성하였다. 지반

의 지진력은 구조물을 따라 상층부로 전달되며 증폭되므로 엄격한 평가를 위하여 평가대상설비는 구조물의 최상층에 설치되는 것으로 가정하였다.

ICC-ES AC 156의 시험방법에 따라 진동대를 이용한 내진성능 검증시험을 수행하였다. 모든 시험 종료 후 육안으로 식별되는 파손 및 탈락 등은 발생하지 않았으며 발전 기능은 정상 작동하였다.

평가대상설비에 대하여 지진응답해석을 수행하고 구조적 건전성을 평가하였다. 방진베드 시스템은 주어진 하중조건에 대하여 부재별 발생하는 최대응력이 사용 재료의 항복응력 이하로 발생하여 탄성상태를 유지하는 것으로 평가되었다.

유한요소 해석을 이용하여 디젤엔진발전기의 내진용 방진베드 시스템의 구조적인 지진안전성을 평가할 수 있음을 확인하였다.

## 후 기

이 논문은 2018년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행된 연구임(20171510101910, 설계초과 고주파 지진에 대한 원전구조물·기기 내진성능평가 기술개발).

## References

- (1) Lee, D. C., Brennan, M. J. and Mace, B. R., 2006, A Design Criterion for the Vibration Isolation of a Marine Diesel Generator Set, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 4, pp. 329~338.
- (2) Kim, C. S., Choi, H. O. and Jung, H. H., 2014, A Study of Analytical Integrity Estimations for the Structure and Rotor System of an Emergency Diesel Generator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 2, pp. 79~86.
- (3) Kawakami, S., Hara, F., Shibata, H., Ono, T., Horimizu, Y., Ichihashi, T., et al., 1993, Seismic Proving Test of Emergency Diesel Generator System, Proceedings of 12th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, pp. 37~48.
- (4) Jeong, Y.-S., Baek, E. R., Jeon, B.-G., Gim, M.-U. and Park, D.-U., 2018, Evaluation of Limit State Seismic Performance of Emergency Diesel Generator, Transactions

of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 2, pp. 188~196.

(5) National Fire Agency, 2017, Seismic Design Criteria for the Fire Facility, National Fire Agency Notice No. 2017-1.

(6) IEEE Std 693, 2005, IEEE Recommended Practice for Seismic Design of Substations.

(7) National Radio Research Agency, 2015, Seismic Test Methods for Broadcasting and Communications Equipment, National Radio Research Agency Notice No. 2015-14.

(8) ICC-ES AC156, 2010, Acceptance Criteria for Seismic Certification by Shake-Table Testing of Nonstructural Components, British Standards.

(9) ASCE 4-98, 2000, Seismic Analysis of Safety-Related Nuclear Structures.

(10) Architectural Institute of Korea, 2016, Korean Building Code - Structural, Ministry of Land, Infrastructure, and Transport Notice No. 2016-317.

(11) ISO 17025, 2005, General requirements for the competence of testing and calibration laboratories.



**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.

## Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.  
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.  
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정할 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.  
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.  
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.  
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리현장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he/she should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he/she should be a team leader.  
논문의 교신저자는 저자중 선임자로 하며, 저자의 소속이 학교인 경우 교수, 연구소 등은 팀장급 이상을 기준으로 한다.
- (7) The decision on the selection of the paper follows the paper review rules.  
원고의 채택여부는 별도로 정한 논문심사규정에 따른다.
- (8) Authors of the paper should provide the paper processing fee and publication fee.  
논문원고의 저자는 논문게재회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비 및 게재회비를 납부해야 한다.

## Guide for Authors/논문원고 집필요령

- (1) The manuscript should follow the format(can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. The paper should be submitted on-line.  
논문원고는 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성하고, 학회 홈페이지 논문·투고 심사에서 제출한다.
- (2) The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parenthesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline.  
논문원고의 용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하며, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기할 수 있으며, 외래어 표기는 정부안에 따른다.
- (3) The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices.  
논문의 체제는 다음에 따름을 원칙으로 한다. (1) 제목 (2) 저자명 (3) 주요기술용어(key word) (4) 초록 (5) 기호설명 (6) 서론 (7) 본론 (8) 결론 (9) 참고문헌 (10) 부록 등
- (4) The title should be concise and consist of Korean and English titles. The name of authors should also consist of Korean and English names.  
논문의 제목은 간결하게 표시하며 국문과 영문제목을 병기한다. 저자명도 국문과 영문으로 병기한다.
- (5) The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words.  
초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위내에서 작성한다.
- (6) The number should be written in Arabic numeral and the SI unit system should be used.  
숫자는 아라비아 숫자를 사용하며, 수량 단위는 되도록 SI 단위를 사용한다.
- (7) Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. The title and content of table and figure should be written in English.  
논문중의 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하며, 그 제목과 내용은 영어로 표기함을 원칙으로 한다.
- (8) Use the following formats for journal articles and books as References.  
참고문헌의 구성은 정기간행지의 경우는 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순으로 기재하고, 단행본의 경우는 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사소재지명, 국적, 페이지번호순으로 기재하며, 그 전부를 본문내의 인용번호 순으로 다음과 같은 요령으로 본문 말미에 영문으로 기재하며, 인용문헌 1개 이상은 한국소음진동공학회논문집에서 인용토록 한다.  
(1) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., 1965, An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 4, pp. 297~308.  
(2) Meirovitch, L., 1980, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff and Noordhoff, Maryland, chap. 5.
- (9) References should be cited as follows.  
본문에서 참고문헌 인용은 다음과 같이 한다.  
(1) Lee and Park<sup>(1)</sup>...  
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method<sup>(2)</sup>.
- (10) The original paper should contain names(both in Korean and English), affiliations, the name of corresponding author including address, phone number, fax number and email address.  
신규 논문투고시 논문정보에는 저자명(국·영문), 저자 근무처 및 소속을 기재하며, 저자(공저일 경우 주저자 <교신저자> 즉 Corresponding Author)의 주소 및 전화번호(FAX. 포함), E-mail주소를 명확히 기재한다.
- (11) The final manuscript accepted for publication should be submitted to the editor office through the society web site.  
심사 후 최종 채택된 논문원고는 학회 홈페이지(학회논문관리시스템)을 통해 학회 사무국에 제출한다.

Checklist for Original Article | 저자점검표

Title of the manuscript | 논문 제목 : \_\_\_\_\_

Please check below items as ✓ mark before submission of the manuscript. | 각 항목을 확인하고 ✓표시를 하십시오

1. General guidelines | 원고 일반

- Manuscript contained ① one original manuscript, ② statement of copyright transfer, ③ Checklist for Original Article and was attached. | 원고는 ① 원본 1부, ② 저작권 양도 동의서, ③ 저자점검표를 첨부하였는가?
- Manuscript should follow the format (can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. | 논문은 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성되었는가?
- The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices. | 논문의 체제는 (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(key word), (4)초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론, (8)결론, (9)참고문헌, (10) 부록 등을 따랐는가?
- Main text consisted of introduction, subjects and methods, and results and discussion in separate pages. | 본문은 서론, 대상 및 방법, 결과, 고찰을 독립하여 구성하였는가?
- The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parathesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline. | 학술용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하고, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기하였으며, 외래어 표기는 정부안에 따랐는가?

2. Cover page | 표지

- Title, name of authors, affiliation was described both in English and in Korean. | 표지에는 논문의 제목과 모든 저자명 및 소속을 국문과 영문으로 기록하였는가?
- In lower area of cover page, the name, address, email, telephone, fax of the corresponding author were described. | 표지 하단에 책임저자의 성명, 소속, 주소 및 연락처(전화, 팩스, E-mail주소)를 명확히 기재하였는가?

3. Abstract | 초록

- The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words. | 초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위 내에서 작성하였는가?

4. Main text | 본문

- Main text was written in order of introduction, main body(include Figure, Table), conclusion. | 본문의 순서는 서론, 본론(표, 그림), 결론을 따랐는가?
- References should be cited as follows. | 본문에 인용한 참고문헌은 논문원고 집필요령의 방법을 준수하였는가?

5. References | 참고문헌

- Every articles in references were cited in the main text. | 본문에 인용되어 있는가?
- References were numbered according to numeric order. | 참고문헌은 인용된 순서로 (1), (2), (3)으로 정리하였는가?
- All references were written in English. | 참고문헌은 모두 영문으로 표기하였는가?
- The paper from “Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering” was cited if the content is relevant. | “한국소음진동공학회논문집”에 수록된 문헌을 인용한 것이 있는가?
- Use the following formats for journal articles and books as References. | 참고문헌 작성법은 논문원고 집필요령(정기간행지 : 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순 / 단행본 : 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사 소재지명, 국적, 페이지번호)을 준수하였는가?

6. Tables and figures | 표와 그림

- Titles and legends of tables and figures were written in English. | 모든 표와 그림의 제목과 설명은 영문으로 작성되었는가?
- Figures were in required format. | 사진은 정해진 규격에 맞게 별도로 제출하였는가?
- Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. | 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하였는가?

Korean Society for Noise and Vibration Engineering  
**Research Ethics and Ethics Committee Regulations**

한국소음진동공학회

**연구윤리 및 윤리위원회 운영 규정**

- (1) (Purpose) This provision is subject to the code of ethics of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE), which publishes and presents academic activities such as research ethics and the establishment of relationships in KSNVE. The purpose of this document is to set forth the terms of the research ethics committee for operational sanctions.

(목적) 본 규정은 한국소음진동공학회(이하 “학회”라 한다)의 윤리헌장에 따라 학회에서의 출판과 발표 등 학술활동과 관계되는 연구윤리의 확립, 연구발표 부정행위의 예방과 검증, 제재를 위한 연구윤리위원회(이하 “위원회”라 한다) 구성과 운영에 관한 사항을 규정함을 목적으로 한다.

- (2) (Configuration and Functions) ① The committee shall be composed of one chairman, one secretary, and five committee members. ② Chairman and members shall be elected by the board of directors and appointed by the KSNVE president. ③ The terms of the chairman and members are two years, and both can be reappointed. ④ The chairman shall represent the committee and oversees the work of the ethics of the KSNVE.

(위원회의 구성 및 직무) ① 위원회는 위원장 1명과 간사 1명, 위원 5명으로 구성한다. ② 위원장 및 위원은 이사회에서 선출하며 회장이 임명한다. ③ 위원장 및 위원의 임기는 2년으로 하며 연임할 수 있다. ④ 위원장은 위원회를 대표하고 학회의 윤리에 관한 업무를 총괄한다.

- (3) (Function) The committee shall work with the following contents: (1) Research and prosecute established ethics, (2) Prevent and contain research misconduct, (3) Research misconduct deliberation and voting, (4) Report results to the board of directors for decisions and sanctions more on cheaters, (5) Provide more details on the improvement and promotion of research ethics.

(위원회의 기능) 위원회는 다음의 내용으로 활동한다. 1) 연구윤리 수립 및 추진. 2) 연구 부정행위의 예방과 방지. 3) 연구 부정행위 심의 및 의결. 4) 부정행위자에 대한 제재내용 결정 및 이사회에 결과보고. 5) 기타 연구 윤리의 개선 및 증진에 관한 사항

- (4) (Convening and Voting) ① The committee shall be convened as necessary by the chairman. The vote in favor of 2/3 of registered members. ② The details that have passed the vote shall be notified to the suspect of misconduct (defendant) and the defendant's opinion must be received as a written plea within 10 days. ③ The committee shall review the explanatory materials received from the person suspected of misconduct. The ever need to listen to your thoughts when the final vote. ④ The details that have passed the vote shall be reported to the board of directors to reach a final decision. ⑤ When judged necessary, the chairman may listen to comments from outsiders or non-members. ⑥ The presented details of attendees or the details of meeting from the committee shall be kept confidential as a general rule.

(위원회 소집 및 의결) ① 위원회는 위원장이 필요에 따라 소집하며, 재적위원 2/3의 찬성으로 의결한다. ② 의결된 내용은 부정행위 의심자(피 제소자)에게 통보하고 10일 이내에 서면으로 소명 의견을 받아야 한다. ③ 위원회에서는 부정행위 의심자로부터 받은 소명자료를 검토하거나 필요시 의견을 청취하여 최종 의결토록 한다. ④ 의결된 내용은 이사회에 보고하여 최종 결정한다. ⑤ 위원장이 필요하다고 판정할 경우, 외부 인사나 위원이 아닌 자의 의견을 청취할 수 있다. ⑥ 위원회에서 참가자 발표내용 및 회의내용은 비공개를 원칙으로 한다.

- (5) (Scope of Research Publication Misconduct) ① "Plagiarism" refers to the act of theft without quoting such information or the results of the research of others without revealing the source. ② "Falsification" or "alteration" is the use of another person's or one's own research results of operations or strain, says the act of distortion. ③ "Duplicate publication" stands for the act of publishing the same details in two or more journals. ④ "Wrongful inscription of author" stands for the action of putting on someone who has not contributed to the research as an author. ⑤ Others say the unacceptable range.

(연구발표 부정행위의 범위) ① “표절”이란 출처를 밝히지 않은 채 타인의 연구내용이나 결과 등을 인용치 않고 도용하는 행위를 말한다. ② “위조” 및 “변조”란 타인이나 자기 자신의 연구자료 결과의 조작이나 변형, 왜곡하는 행위를 말한다. ③ “이중게재”란 2개 이상의 학술지에 동일한 내용을 게재하는 행위를 말한다. ④ “부당한 저자표기”란 연구에 기여하지 않은 자를 저자로 올리는 행위를 말한다. ⑤ 기타 용인할 수 없는 범위를 말한다.

- (6) (Informing and Notifying Research Misconduct) ① The contents of research misconduct are limited to the publications "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng." ② The report of research misconduct must be submitted in writing accompanied by the relevant data in accordance with the five W's and one H. ③ The committee then received a report that information within three months of deliberations to finalize the report to the board of directors. ④ The final content as determined by the board of directors shall notify the informant and the malfeasant within 10 days and posted on the KSNVE homepage. ⑤ The end result regarding the misconduct should not be released to the public before finalized.

(연구 부정행위의 제보 및 통보) ① 연구 부정행위의 내용은 한국소음진동공학회논문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (7) (Sanctions for Research Misconduct) ① For authors whose research misconduct has been confirmed, punishment may be selected to be imposed on each case after being reviewed by the committee and considering the severity of misconduct determined by the committee: 1) Cancellation of publications published by the KSNVE for the announcement study, 2) Prohibition for five years from contributing "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.", 3) Prohibition for five years from attending the KSNVE Conference, 4) Notification of the details of misconduct to the institution, 5) Disqualification of society members. ② If a caller has intentionally and falsely reported a violation, according to the decision of the committee, the committee may impose the same sanctions and level as described in "Sanctions for Research Misconduct."

(연구 부정행위에 대한 제재) ① 연구 부정이 확인된 저자에게는 위원회 결정에 따라 부정행위의 경중을 고려하여 다음의 제재를 선택하여 가할 수 있다. 1) 해당 발표연구물에 대한 학회 간행물에 게재취소. 2) 5년간 학회의 논문집과 학회지에 투고금지. 3) 5년간 학회 학술대회 발표금지. 4) 부정행위자 소속기관에 부정행위 내용 통보. 5) 학회 회원자격 박탈 ② 제보자가 고의로 허위제보를 하였을 경우 위원회의 결정에 따라 연구 부정행위자 수준과 동일한 제재를 가할 수 있다.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)

본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)

## 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 윤리식을 가지고 권위, 명예, 위업을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

## Authorship | 저자의 윤리식

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 심사 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.

- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.

- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.

- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.

- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

## Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게제철회(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 논문게제 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, 학술대회발표논문 무료)를 납부해야 한다.

