

한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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

한국소음진동공학회논문집

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

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

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

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

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

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

한국소음진동공학회논문집

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

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

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

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

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

Volume 30 Number 3

June 2020

Published by The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Published on June 20, 2020(Bi-monthly)

Publisher Moon Kyu Kwak (President, KSNVE)

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

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

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

Copyright © The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

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

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

Editorial Board

Editor-in-Chief

Prof. **Jin Tai Chung**

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University

jchung@hanyang.ac.kr

Tel : +82-31-400-5287

Editors

Prof.

Jung Woo Sohn

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

jwsohn@kumoh.ac.kr

Tel : +82-54-478-7378

Prof.

Jong Kwan Ryu

Department of Architecture, Chonnam Univ.

jkryu@jnu.ac.kr

Tel : +82-62-530-163

Prof.

Sang Wook Kang

Department of Mechanical Systems Engineering, Hansung Univ.

swkang@hansung.ac.kr

Tel : +82-2-760-4228

Prof.

Won Ju Jeon

Department of Mechanical Engineering, KAIST

wonju.jeon@kaist.ac.kr

Tel : +82-42-350-3219

Field Leaders

Prof.

Chan Jung Kim

(Pukyong National Univ.)

Prof.

Jae Eun Kim

(Catholic Univ. of Daegu)

Prof.

Cheol Ung Cheong

(Pusan National Univ.)

Prof.

Jae Young Kang

(Inha Univ.)

Dr.

Deuk Sung Kim

(NVT)

Prof.

Jin Woo Lee

(Ajou Univ.)

Dr.

Hong Seok Yang

(LHI)

Dr.

Young Cheol Huh

(KIMM)

Board Members

Byung Chang Jung

(KIMM)

Byung Kwon Lee

(KEI)

Chang Yull Lee

(Chosun Univ.)

Do Young Ko

(KHNP)

Eun Rim Baek

(Seismic Simulation Test Center)

Han Shin Seol

(KRISO)

Hyeong Ill Lee

(Kyungpook National Univ.)

Hyo In Ko

(KRRRI)

Hyu Sang Kwon

(KRISST)

Hyun Ung Oh

(Chosun Univ.)

Hyun Woo Park

(Dong-A Univ.)

Hyun Wook Lee

(KRRRI)

In Hyung Yang

(LG Electronics)

In Soo Son

(Dong-eui Univ.)

Jae Sung Bae

(Korea Aerospace Univ.)

Jae Won Lee

(NIER)

Je Heon Han

(KPU)

Jeong Ho Jeong

(FILK)

Ji Woo Yoo

(Hyundai Motor Group)

Jin Gyun Kim

(Kyung Hee Univ.)

Jin You

(Samsung Electronics)

Jong Hak Lee

(LIG Nex1)

Jong Jae Lee

(Sejong Univ.)

Jong Seok Oh

(Kongju National Univ.)

Joo Hwan Oh

(UNIST)

Jung Bin Im

(Daewoo E&C)

Jung Soo Ryue

(Ulsan Univ.)

Kuk Su Kim

(DSME)

Kwan Woo Hong

(Samsung Electronics)

Kyoung Woo Kim

(KICT)

Kyu Sik Kim

(KATECH)

Kyung Taek Lee

(KNUE)

Lae Hyong Kang

(Chonbuk National Univ.)

Nam Cheol Kang

(Kyungpook National Univ.)

Pyoung Jik Lee

(Liverpool Univ.)

Pyung Sik Ma

(KIMM)

Sang Jin Oh

(Jeonnam Provincial College)

Se Jin Ahn

(Uiduk Univ.)

Seon Jun Jang

(Hoseo Univ.)

Seung Chul Lee

(POSTECH)

Seung Yup Yoo

(LG Electronics)

Soo Hong Jeon

(DTAQ)

Sung Chan Lee

(Youngsan Univ.)

Tae Ho Park

(UOS)

Won Hyun Kim

(Hyundai Heavy Industries)

Won Seok Yang

(KNUT)

Yeon Jun Oh

(KOMERI)

Yong Hee Kim

(KCL)

Yong Hwa Park

(KAIST)

Young Soo Seo

(ADD)

Yun Ho Seo

(KIMM)

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

한국소음진동공학회논문집

2020년 6월

제 30 권 제 3 호 통권 254호

목 차

APR1400 원자로 내부구조물 종합진동평가 분석	김규형 · 고도영 ...	229
자주식 가정용 다목적 이승 장치 설계 및 제어	설유선 · 박노철 · 배영걸 ...	239
궤도차량 탑재 장치의 진동 시험 프로파일 도출	조재상 · 김창남 · 광도혁 이승한 · 정의봉 · 유구현 ...	249
인텐시티 맵의 패턴과 피드백 및 피드포워드 제어 성능간의 상관관계 분석	구정모 · 이준우 · 정의봉 · 홍진숙 ...	255
NVH 시뮬레이터 기반 흡기 소음 시뮬레이션에 관한 연구	한규빈 · 국형석 ...	263
노크센서를 이용한 비정상 엔진진동 측정 연구	김용현 · 지인호 · 고대철 ...	270
바닥 슬래브 진동 특성을 이용한 바닥충격음 요인 분석 연구 : 유효 평면	김태민 · 배진영 · 양홍석 ...	276
인공지능 머신러닝을 이용한 체인 스프라켓 드라이브 시스템의 건전성 감시 장치	백지선 · 김선원 · 이상권 · 이창호 ...	286
차단력 측정이용 차량 럼블링 소음의 전달경로해석	백지선 · 안강현 · 신태진 · 이상권 · 한두희 · 진재민 · 정인수 ...	294
주거단지 분수 연출음의 선호특성을 고려한 설계방안에 관한 연구	신용규 · 국찬 ...	303

C · O · N · T · E · N · T · S

- An Analysis on Comprehensive Vibration Assessment Program
for APR1400 Reactor Vessel Internals Kim, K.-H. and Ko, D.-Y. ... 229
- Design and Control of Multipurpose Self-propelled
Home Lifting Device Shul, Y. S., Park, N.-C. and Bae, Y.-G. ... 239
- Derivation of Vibration Test Profile for Equipment Mounted
in Tracked Vehicle Cho, J.-S., Kim, C.-N., Kwak, D.-H., Lee, S.-H.,
Jeong, E.-B. and Ryu, G.-H. ... 249
- Correlation Analysis between Intensity Map Pattern and Feedback
and Feedforward Control Performance Ku, J.-M., Lee, J.-W., Jeong, E.-B.
and Hong, C. S. ... 255
- Intake Noise Simulation based on a Noise,
Vibration and Harshness Simulator Han, G.-B. and Kook, H.-S. ... 263
- A Study on Abnormal Engine Vibration Measurement
using Knock Sensor Kim, Y. H., Ji, U.-H. and Ko, D. C. ... 270
- The Study on Characteristic of Floor Impact Noise using the Structural Vibration
on Floor Slab : Effective Plate Kim, T.-M., Bae, J.-Y. and Yang, H.-S. ... 276
- Conditioning Monitoring in Chain Sprocket Drive Unit System Based
on Artificial Neural Network Back, J. S., Kim, S.-W., Lee, S.-K. and Lee, C. H. ... 286
- Identification of Rumbling Noise in a Passenger Car
using Blocked Force Transfer Path Analysis Back, J. S., An, K. H., Shin, T. J.,
Lee, S. K., Han, D. H., Jin, J. M. and Jung, I. S. ... 294
- A Study on the Design Method Considering the Preference Characteristics
of the Residential Complex Fountain Directing Sound Shin, Y.-G and Kook, C. ... 303

An Analysis on Comprehensive Vibration Assessment Program for APR1400 Reactor Vessel Internals

APR1400 원자로 내부구조물 종합진동평가 분석

김 규 형* · 고 도 영†
Kyu-Hyung Kim* and Do-Young Ko†

(Received November 08, 2019 ; Revised March 27, 2020 ; Accepted May 06, 2020)

Key Words : APR1400(신형경수로1400), RVI(원자로 내부구조물), CVAP(종합진동평가), Flow-induced Vibration (유동유발진동), Stress and Vibration(응력 및 진동)

ABSTRACT

The U.S. Nuclear Regulatory Commission Regulatory Guide 1.20 requires a comprehensive vibration assessment program to verify the structural integrity of the reactor vessel internals of newly constructed nuclear power plants for flow-induced vibrations. The comprehensive vibration assessment program mainly comprises analysis, measurement, and inspection programs. This paper performs a flow-induced vibration evaluation of the structural integrity of the APR1400 reactor vessel internals by reviewing the analysis, measurement, and visual inspection results obtained at the Shin-Kori Unit 4 nuclear power plant. As the analysis data were predicted to be conservatively higher than the measurement data, it was confirmed that the analysis methodology was developed properly. As the predicted maximum stresses of the reactor vessel internals were lower than the allowable stress and the inspection results showed no indication of defects, the structural integrity of the APR1400 reactor vessel internals was verified.

요 약

미국 원자력규제위원회 규제지침 1.20은 원자로 냉각재의 유동유발진동에 의한 신규 건설원전의 안전성 확인을 위해 원자로 내부구조물 종합진동평가를 요구한다. 원자로 내부구조물 종합진동평가는 해석, 측정 및 검사로 구성된다. 이 논문은 신고리4호기 원자로 내부구조물 종합진동평가를 수행한 결과에 근거하여 APR1400 원자로 내부구조물의 구조적 건전성을 확인한 것이다. 유동 및 구조 해석결과는 측정결과보다 크게 보수적으로 예측되어 수립된 해석방법론은 적절하게 개발되었다. 또한, 해석된 최대응력은 허용응력보다 낮게 나타났으며 검사결과 어떠한 결함도 나타나지 않아 APR1400 원자로 내부구조물의 구조적 건전성을 확인하였다.

1. Introduction

The U.S. Nuclear Regulatory Commission regu-

latory guide (NRC RG) 1.20 requires a comprehensive vibration assessment program (CVAP) for the reactor vessel internals (RVI) before commercial operation of nuclear power plants (NPP). The CVAP

† Corresponding Author ; Member, KHNP-CRI, Researcher
E-mail : doyoung.ko@khnp.co.kr
* KHNP-CRI, Researcher

A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference
‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

should evaluate the structural integrity of the RVI for steady-state and anticipated transient conditions that correspond to preoperational, startup test, and normal operating conditions⁽¹⁾. The CVAP consists of the vibration and stress analysis program, the vibration and stress measurement program, and the inspection program. The vibration and stress analysis program is to verify theoretically the structural integrity of the RVI and to provide the basis for selecting the locations monitored in measurement and inspection programs⁽²⁾. The analysis program predicts the hydraulic loads inducing structural vibration of the RVI and the responses of the internals. The objective of the vibration and stress measurements program is to obtain sufficient data to confirm predictions at operating conditions of steady state and transient. This confirmation requires the measurement data related to both the hydraulic loads and the dynamic responses of the RVI⁽³⁾. The inspection program checks the integrity of the stress concentration areas and vulnerable parts after the hydraulic vibration⁽¹⁾. NRC RG 1.20 requires programs such as analysis, extensive measurement, limited measurement, or full inspection according to the RVI configuration. We, Korea Hydro & Nuclear Power Co. Ltd. (KHNP), conducted the CVAP for the APR1400 RVI as a non-prototype category II consisting of analysis, limited measurement, and full inspection to independently verify the structural integrity of the RVI even if the APR1400 RVI were licensed as a non-prototype category I consisting of analysis and full inspection. The inspection and measurement of the CVAP for the APR1400 RVI was performed from January 2016 to December 2016 at Shin-kori (SKN) unit 4 NPP.

This paper describes the results of evaluation on analysis, measurement, and inspection programs for the APR1400 RVI. In analysis program, we predicted deterministic and random hydraulic loads as the nature of the loads and two types of structural responses caused by those hydraulic loads. The hydraulic loads in the internals and dynamic responses

were also measured and the measured data were compared with predicted data to confirm the validity of the analysis results. After the internals had experienced sufficient flow-induced vibration, the internals were inspected to detect evidence of excessive motion.

2. Comprehensive Vibration Assessment Program

2.1 Vibration and Stress Analysis Program

The vibration and stress analysis program consists of hydraulic load analyses and structural response analyses. The program was performed before hot functional test of SKN unit 4 NPP and was performed additionally to reflect the measurement results after the vibration and stress measurement.

The hydraulic loads include the deterministic hydraulic loads caused by the pump pulsation and the random hydraulic loads induced by the turbulent flow. The deterministic loads and the random loads are assumed to be caused by independent sources. Therefore, those hydraulic loads can be calculated separately^(2,4-8). Fig. 1 shows the method of hydraulic and structural analysis^(2,4-8).

The deterministic hydraulic load is due to the pulsations caused by the reactor coolant pumps. The pulsations propagate through the RVI as acoustic

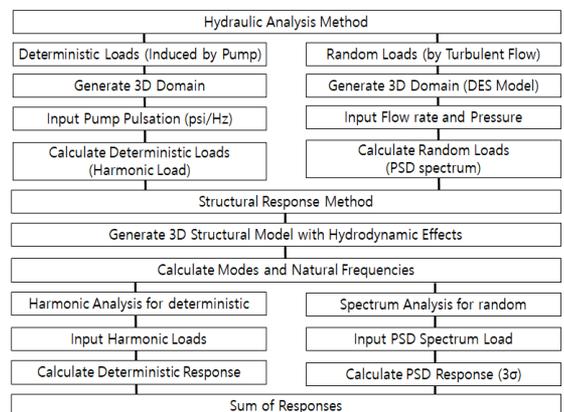


Fig. 1 Summary of hydraulic and structural analysis method

waves, independent of fluid velocity. The pulsations also occur at multiples of the rotor revolution frequency (20 Hz) and the blade passing frequency (120 Hz) of the reactor coolant pump. Therefore, the deterministic hydraulic loads were predicted with acoustic analysis for 6 frequencies (20 Hz, 40 Hz, 120 Hz, 240 Hz, 360 Hz and 480 Hz). The structural response analysis to the deterministic hydraulic loads was performed with the spectrum response analysis for the 6 frequencies. The total deterministic response was combined by the square root of the sum of squares (SRSS) method^(2,4,5,9-11).

The random hydraulic loads are due to the turbulent flow in the reactor vessel and were predicted with computational fluid dynamics in our study. Since random nature of the turbulence, a statistical method was used to define both the magnitude and frequency of the turbulence. Therefore, power spectral density (PSD) was used for both the random hydraulic load analysis and the structural response analysis. The flow except for the nearly stagnant flow in the upper guide structure (UGS) was selected as a turbulence analysis scope in the reactor vessel, because the bypass flow of the APR1400 reactor vessel is less than 3 % of total coolant flow and the flow in the inner barrel assembly (IBA) is too expensive to simulate. Natural frequencies and mode shapes of the RVI were calculated with block Lanczos method which is used a lot in commercial structural analysis programs and the spectrum analysis was used for the structural response analysis. The frequency range of the analysis was up to 500 Hz and the scale of the analysis results was 3-sigma. The hydrodynamic mass was considered, since the RVI are submerged by the coolant. Therefore, the added mass for each internal was calculated according to ASME B&PV Section III Appendix N^(2,4,6,9,10,12).

The analysis and test conditions of SKN unit 4 RVI CVAP presented in prior Ko's papers^(3,13), which are composed of 18 conditions based on the operation configurations of the pumps, operating pressures and temperatures. The transient state in

the test conditions of the RVI CVAP corresponds to the start and stop of the reactor coolant pump. Since the hydraulic loads on the transient state do not give substantial effect on the results of the structural analysis in comparison with the loads on the steady state, the greater hydraulic load of the steady states before/after the transient was used⁽⁸⁾.

2.2 Vibration and Stress Measurement Program

The vibration measurement program includes a data acquisition and reduction system as well as test conditions, consistent with the SKN unit 4 general guidelines for the vibration measurement program delineated in the US NRC RG 1.20 for prototype RVI. This program incorporates appropriate instrumentation to define the hydraulic loads and the responses of the internals that have been modified relative to the valid prototype, and demonstrates that the test acceptance criteria have been satisfied. In addition, the measurement program incorporates sufficient and appropriate instrumentation to monitor those RVI components that have not been modified relative to the valid prototype⁽¹⁾.

The vibration measurement program for the APR1400 RVI consists of twenty-three sensors (twenty-three data channels) located on the UGS assembly. In detail, two accelerometers (ACC.) and four strain gages (SG) for the IBA top plate, eight

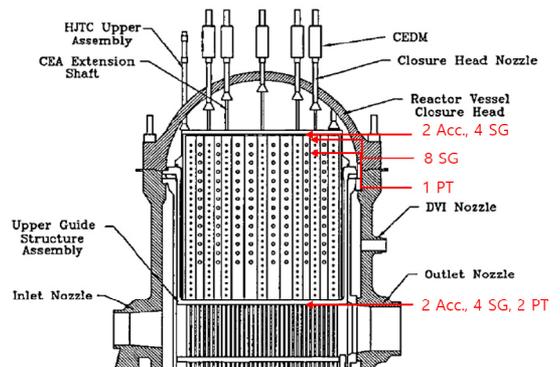


Fig. 2 Locations where 23 instruments were installed

strain gages and one pressure transducer (PT) for the control element assembly (CEA) shroud assembly, and two accelerometers, two pressure transducers, and four strain gages for the UGS were installed as shown in Fig. 2^(3,13-17).

The installation locations of the sensors were selected to provide, to the extent possible, data comparable to those from the measurement and inspection programs for Palo Verde 1 and OPR1000. There were restrictions on the APR1400 measurement program, however, which resulted from the necessity to minimize the risk of damage to the internals during site installation of the sensors and their leads, and hardware to protect them from flow-induced vibrations during the pre-core hot functional test (HFT)^(8,13). Fig. 3 shows two strain gages welded on a CEA guide tube and an accelerometer installed on the UGS support plate.

The measurement for the APR1400 RVI was performed from April 13, 2016 through May 18, 2016. Although fifteen hard-lines for strain gages were unfortunately damaged and their data were not able to be acquired, the measurement for one strain gage (SG12), three pressure transducers, and four accelerometers for the APR1400 CVAP were carried out as a measurement procedure and the useful data were able to be acquired⁽¹³⁾.

2.3 Vibration and Stress Inspection Program

The inspection program follows the related guidelines delineated in the US NRC RG 1.20 for a pro-



Fig. 3 Strain gages and accelerometer installed on CEA guide tube and UGS support plate

totype RVI. The NRC RG 1.20 requires that the non-prototype RVI components be subjected to at least 1.0E6 cycles of vibration before the final inspection of the RVI. The minimum time duration of the hydraulic loads applied to the RVI was decided by the first natural frequency of the CSB. Therefore, the inspection program consists of a comparison of data gathered during the baseline (pre-HFT) inspection and data gathered during the post-HFT inspection to determine conformance with the acceptance criteria. The inspection program was performed for the high stressed areas of the RVI and interfaces between internals. The RVI to be inspected were a core support barrel, an in-core instrument support structure, a lower support structure, a core shroud, CEA guide tubes, a UGS barrel, a CEA shroud, an IBA, a hold-down ring, a reactor vessel, and a reactor vessel closure head. The baseline inspection for the APR1400 CVAP was conducted from January 4, 2016 to January 16, 2016 and the post-HFT inspection was conducted from December 9, 2016 to December 20, 2016⁽¹⁸⁾.

2.4 Comparison of Predicted and Measured Data

The comparisons of predictions and measured data were done for the IBA top plate, the CEA shroud assembly, and the UGS. The test conditions selected for evaluation were representative test cases, consisting mostly of operating conditions which provided the larger loading conditions for evaluation.

There are two hydraulic loads of interest: the pump-induced pressure pulsations and the random turbulence pressures. Table 1 and Table 2 presents the comparisons between predicted and measured pump-induced pressure pulsations at the pump forcing frequencies and rotor revolution frequencies for several test cases. As shown in Table 1, the measured pump-induced RMS (root mean square) pressure pulsations are very small for the pump forcing frequencies of 20 Hz, 40 Hz, 120 Hz, 360 Hz, and 480 Hz. The maximum RMS pressure pulsations

Table 1 Comparison of predicted and measured pump-induced pressure pulsations for PT1

Test condition	Temp. [°C]	No. of pump	Source*	RMS pressure pulsation [psi]						Total Det. RMS
				20 Hz	40 Hz	120 Hz	240 Hz	360 Hz	480 Hz	
3	93.3	3	P	0.215	0.023	0.000	0.006	0.003	0.095	0.236
		M	0.003	0.000	0.000	0.014	0.000	0.000	0.014	
6	126.7	3	P	0.613	0.062	0.001	0.085	0.000	0.049	0.624
		M	0.000	0.000	0.000	0.010	0.000	0.000	0.010	
10	262.8	3	P	0.198	0.052	0.084	0.522	0.084	0.439	0.722
		M	0.000	0.000	0.000	0.004	0.000	0.000	0.004	
14	291.3	3	P	0.650	0.008	0.001	0.008	0.030	0.007	0.651
		M	0.004	0.000	0.000	0.077	0.000	0.003	0.077	
15	291.3	1	P	0.754	0.001	0.001	0.002	0.008	0.100	0.761
		M	0.000	0.000	0.000	0.006	0.000	0.002	0.006	
16	291.3	3	P	0.650	0.008	0.001	0.008	0.030	0.007	0.651
		M	0.002	0.000	0.000	0.061	0.000	0.005	0.061	
18	291.3	4	P	0.369	0.012	0.002	0.002	0.036	0.000	0.371
		M	0.000	0.000	0.000	0.052	0.000	0.001	0.052	

Table 2 Comparison of predicted and measured pump-induced pressure pulsations for PT3

Test condition	Temp. [°C]	No. of pump	Source*	RMS pressure pulsation [psi]						Total Det. RMS
				20 Hz	40 Hz	120 Hz	240 Hz	360 Hz	480 Hz	
3	93.3	3	P	0.087	0.032	0.011	0.131	0.043	0.045	0.172
		M	0.024	0.012	0.002	0.003	0.000	0.001	0.027	
6	126.7	3	P	0.228	0.091	0.140	0.318	0.002	0.095	0.436
		M	0.003	0.001	0.001	0.005	0.000	0.000	0.006	
10	262.8	3	P	0.021	0.006	0.009	0.055	0.009	0.046	0.076
		M	0.002	0.001	0.000	0.009	0.000	0.002	0.010	
14	291.3	3	P	0.166	1.480	0.023	1.480	0.205	0.191	2.120
		M	0.012	0.006	0.009	0.136	0.000	0.009	0.138	
15	291.3	1	P	0.285	0.006	0.013	0.092	0.148	0.807	0.873
		M	0.000	0.000	0.000	0.003	0.000	0.001	0.003	
16	291.3	3	P	0.166	1.480	0.023	1.480	0.205	0.191	2.120
		M	0.009	0.008	0.004	0.142	0.000	0.003	0.143	
18	291.3	4	P	0.139	0.052	0.026	0.011	0.103	0.188	0.263
		M	0.003	0.001	0.002	0.070	0.000	0.003	0.070	

measured at 0.077 psi at 240 Hz in the test condition 14 as 0.077 psi. The maximum measured total deterministic load also shows 0.077 psi in the test condition 14 too, and the maximum predicted RMS pressure presents 0.761 psi in the test condition 15. Although the measured data are higher than the predicted values in some test conditions, the total measured pump-induced RMS pressures are higher than the predicted pressures. In general, the total measured pump-induced RMS pressures are smaller than predicted those by approximately one order of magnitude or more for the locations PT1 within the CEA shroud assembly. From Table 2, the pump-induced RMS pressure pulsations for frequencies of 20 Hz, 40 Hz, 120 Hz, 360 Hz, and 480 Hz are very small. The highest measured RMS pressure occurred at 240 Hz. The maximum RMS pressure at 240 Hz in the test condition 16 was 0.143 psi. The maximum measured total deterministic load also shows 0.143 psi in the test condition 16 too, and the maximum predicted RMS pressure presents 2.12 psi in the test condition 14 and 16. In general, the measured values for pump-induced

pressure pulsations are substantially smaller than the predicted values, especially at 240 and 480 Hz forcing frequencies.

For random turbulence pressure in the UGS support plate region, Fig. 4 shows comparisons of predictions versus measurements on location PT3 for the test condition 18⁽¹⁹⁾. The figure indicates that the predicted PSD trend matches or envelopes the measured random turbulence pressure. Meanwhile, we do not compare the measured values with the predicted values for random hydraulic loads inside the UGS in this paper, because the flow in the CEA shroud assembly isn't the main flow of reactor coolant and so the flow wasn't predicted with CFD. Also due to the reason, the conservative hydraulic loads among the hydraulic loads predicted on the UGS support plate were used for the structural analysis of the CEA shroud assembly.

The total hydraulic loads predicted and measured are shown in Table 3. Comparing Table 3 to Table 1 or Table 2, the deterministic hydraulic loads are generally smaller than the random hydraulic loads. The hydraulic loads (PT1) in the CEA shroud as-

Table 3 Comparison of the predicted and measured total RMS hydraulic loads

CVAP test condition		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
PT1 (psi)	P	0.44	0.35	0.37	0.79	0.71	0.72	0.92	1.41	1.04	0.86	1.26	0.84	0.71	0.95	0.88	0.95	0.72	0.71
	M	0.80	0.97	0.95	1.10	0.43	0.40	0.36	0.44	0.40	0.39	0.84	0.34	0.41	1.04	0.36	1.00	0.43	0.45
PT3 (psi)	P	1.74	1.89	1.10	1.45	0.45	1.45	1.71	1.39	0.40	1.25	1.84	1.21	3.26	3.26	2.03	3.26	5.48	0.83
	M	0.73	0.87	1.21	0.92	0.38	0.50	0.33	0.65	0.36	0.48	1.19	0.51	0.59	1.26	0.31	1.22	0.53	0.59

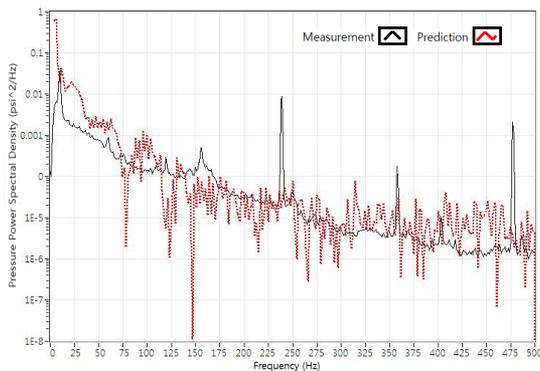


Fig. 4 Comparison of measured and predicted pressure PSD distribution at PT3 in test condition 18

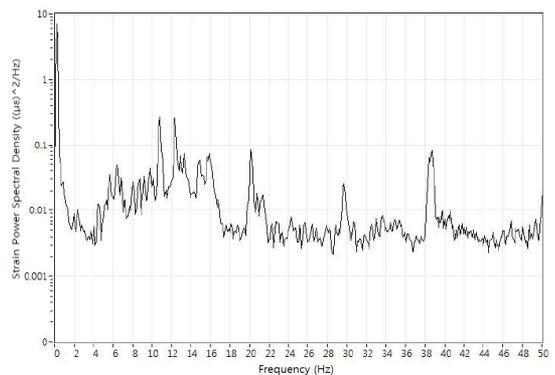


Fig. 5 Measured strain PSD distribution in narrow band at SG12 in test condition 6

sembly were measured to be considered even if the flow in the CEA shroud assembly isn't the mainstream. The predicted values are generally larger than the measured values. However, the random hydraulic loads used for the structural response analysis of the CEA shroud assembly need to be applied more conservatively for the test condition 1 ~ 4.

Table 4 show the natural frequencies of the CEA shroud assembly predicted from the first to the fifth mode. Fig. 5 shows measured strain PSD distribution in narrow band of the SG12 in the test condition 6.

This plot shows peaks at approximately 29.5 Hz, as compared to the predicted value of 30.8 Hz (126.7°C, test condition 6). However, several peaks are observed at frequencies different from the natural frequencies in Fig. 5. Those frequencies are about 10.5 Hz, 12.2 Hz, 14.7 Hz, 20 Hz, and 38.5 Hz. Similar results were seen in other test conditions. strain PSD distribution in narrow band at SG12 in test condition 6.

The frequency ranges for those peaks are 10.5 Hz ~ 11.5 Hz, 12 Hz ~ 13.5 Hz, 14.5 Hz ~ 17 Hz, 20 Hz

~ 22 Hz, and 38.5 Hz ~ 39.5 Hz. The peaks of 20 Hz ~ 22 Hz and 38.5 Hz ~ 39.5 Hz are judged to be from the deterministic hydraulic loads. For the other peaks, it is estimated that the responses of the UGS and the CSB have an effect on the CEA shroud assembly, since the CEA shroud assembly is welded to the UGS assembly and is fixed with the CSB assembly by alignment keys, or those peaks can be generated by rigid body motion induced by fluid coupling between the UGS assembly and the CEA shroud assembly.

The total RMS responses of the UGS assembly in the SKN unit 4 RVI CVAP tests and the responses of the internals in the analysis are shown in Table 5. The responses of the UGS assembly to the deterministic and random hydraulic loads are the results of structural responses of entire UGS assembly as well as of individual components such as the UGS barrel, the UGS support plate, the IBA barrel, the IBA top plate, the CEA guide tubes, the CEA shroud tubes, and the CEA shroud webs. The structural responses of the UGS assembly were measured by the strain gages and the accelerometers. From Table 5, it is clear that the measured responses in the UGS assembly are generally lower than predicted values. The maximum strain was measured by the SG12 in the test condition 11 at 7.17 µε (micro-strain) RMS. This is smaller than the maximum predicted value of 9.92 µε. The maximum measured displacement is 4.54 mils for the IBA top plate (A1) in the test condition 14. This is lower

Table 4 Natural frequencies of CEA shroud assembly

Natural frequency (Hz)	Temperature (°C)						
	65.6	93.3	126.7	182.2	262.8	291.3	
Mode	1	30.2	30.4	30.8	31.6	32.526	33.257
	2	33.5	33.7	33.9	35.5	35.587	36.299
	3	56.0	57.3	58.6	60.5	62.684	63.526
	4	75.1	76.5	77.5	76.9	79.389	79.986
	5	88.5	89.9	99.0	99.0	99.575	99.883

Table 5 Comparison of the predicted and measured total RMS responses of UGS assembly

CVAP test condition	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
SG12 (ue)	P	3.46	4.89	5.81	3.17	2.62	3.17	2.09	7.23	5.24	8.21	8.21	5.43	5.11	9.92	6.95	9.92	6.41	11.0
	M	4.61	4.70	4.89	5.68	2.04	2.09	1.97	2.62	4.87	5.49	7.17	4.76	2.52	6.03	3.04	5.85	2.68	2.51
A1 (mils)	P	7.47	14.4	17.7	24.7	22.0	24.7	14.4	35.7	26.2	20.2	22.7	22.7	20.0	30.4	36.9	30.4	29.5	18.9
	M	3.10	2.36	2.22	2.18	1.13	1.28	0.87	1.50	0.87	1.00	2.47	1.02	1.65	4.54	1.23	4.15	1.32	1.68
A4 (mils)	P	1.93	2.44	14.79	8.55	1.02	8.55	1.01	9.72	3.25	15.6	15.6	15.2	8.99	8.99	0.72	8.99	6.37	5.59
	M	1.40	1.84	2.92	1.29	0.57	0.87	0.47	0.96	0.75	1.39	3.81	1.51	1.71	3.60	0.71	4.28	1.67	1.98

than the predicted value of 36.9 mils RMS in the test condition 15. The maximum measured displacement of the UGS support plate (A4) is 4.28 mils in the test condition 16. This is smaller than the predicted value of 15.6 mils in the test conditions 10 and 11. This shows that the response analysis for the UGS assembly was performed conservatively. Unlike the measurement, the predicted displacements of the A1 are much larger than those of the A4. This is due to very conservative hydraulic load input method used for the structural response analysis for the IBA top plate.

3. Discussion

The measured deterministic hydraulic loads were significantly less than predicted deterministic loads for the UGS and the CEA shroud assembly, and the measured random hydraulic loads were mostly lower than the predicted random loads. The measured natural frequencies agreed well with predicted natural frequencies in all internals for the CVAP in this study.

The measured strains on the CEA shroud assembly were mostly smaller than calculated those in the structural analysis and much smaller than the acceptance criteria ($165 \mu\epsilon^{(20)}$). Meanwhile, the predicted displacement for the IBA top plate (A1) were much higher the measured data.

This is due to the assumption that random hydraulic loads act only to bottom of the IBA top plate conservatively in the structural response analysis of the IBA top plate. The predicted displacements

for the IBA top plate and the UGS assembly were higher the measured data respectively. After comparing the analysis results with the measurement results, we performed the random response analyses additionally since it has been found that the random hydraulic loads for some structures have not been calculated conservatively compared to the measured loads.

Table 6 shows the predicted maximum stress intensity in the CVAP conditions for the APR1400 RVI and the allowable stress from ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1 - Appendices, Fig. I-9.2, design fatigue curve⁽²¹⁾. Since the predicted hydraulic loads and structural responses for the APR1400 RVI mostly shows conservative results and the maximum stresses of the RVI are lower than the allowable stress, it means that the structural integrity of the RVI was con-firmed for flow-induced vibration.

The inspection of the RVI was performed after sufficient hydraulic vibration. After the completion of pre-core HFT, the overall external views of the RVI surfaces were throughout the metallic charcoal color. Most of close views revealed that components were more gold / bronze in colors and coated with dusty powders of the charcoal color. It is judged that the stainless steel would change color after being exposed to the high temperature associated with HFT. There was also no loose part, debris or excessive motion of the RVI during the HFT⁽¹⁸⁾.

Moreover, the inspection results showed no evidence of damage to the instrumentation or support-

Table 6 Predicted maximum stress intensity in CVAP conditions for APR1400 RVI⁽¹⁹⁾

Component	Maximum stress condition		Predicted stress intensity (psi)	Allowable stress (psi)
	Normal operation condition			
CSB	2 pumps, 260 °F		8577.3	13 600
	4 pumps, 555 °F		2917.9	
LSS	3 pumps, 260 °F		5777.3	13 600
	4 pumps, 555 °F		1296.2	
UGS	3 pumps, 260 °F		7738.3	13 600
	4 pumps, 555 °F		4590.9	
IBA	4 pumps, 555 °F		12 308.7	13 600
	4 pumps, 555 °F		12 308.7	

ing hardware installed for the RVI CVAP. Therefore, it is confirmed that the results of visual inspection are consistent with the results of the analysis and measurement program.

4. Conclusions

We had completed the comprehensive vibration assessment program for the APR1400 reactor vessel internals with the analysis, inspection, and limited measurement based on the U.S NRC regulatory guide 1.20, Rev. 2. The measurement and inspection program were performed during pre-core hot functional test at Shin-kori unit 4 nuclear power plant. The prediction, measurement and inspection results were compared and evaluated. It is confirmed that the analysis results were higher than measurement results and the maximum stresses of the reactor vessel internals for flow-induced vibration were lower than the allowable stress. Moreover, there was no evidence of damage of the internals in the visual inspection. Therefore, we verified that the APR1400 reactor vessel internals have structural integrity for flow-induced vibration and are acceptable for long term operation.

Acknowledgments

This R&D was supported by Korea Hydro & Nuclear Power Co., Ltd., Korea.

References

(1) U.S. Nuclear Regulatory Commission, 1976, Comprehensive Vibration Assessment Program for Reactor Internals during Preoperational and Initial Startup Testing, Regulatory Guide 1.20(Rev.2), Washington, D.C.

(2) Kim, K. H., Ko, D. Y. and Kim, S. H., 2013, Validation of Vibration and Stress Analysis Method for APR1400 Reactor Vessel Internals Comprehensive Vibration Assessment Program, Transactions of Korean

Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 4, pp. 308-314.

(3) Ko, D. Y. and Kim, K. H., 2013, Design of a Vibration and Stress Measurement System for an Advanced Power Reactor 1400 Reactor Vessel Internals Comprehensive Vibration Assessment Program, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 45, No. 2, pp. 249-256.

(4) Kim, K. H., Ko, D. Y. and Kim, T. S., 2014, Overview for the Analysis Methodology of Reactor Vessel Internals Comprehensive Vibration Assessment Program, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 297-299.

(5) Kim, K. H., Kim, Y. S. and Gu, J. Y., 2011, Deterministic Hydraulic Load Analysis on Reactor Internals of APR1400, Transactions of the Korean Nuclear Society Spring Meeting, pp. 26-27.

(6) Kim, K. H., Ko, D. Y. and Kim, T. S., 2011, Hydraulic and Structural Analysis for APR1400 Reactor Vessel Internals against Hydraulic Load Induced by Turbulence, International Journal of Safety, Vol. 10, No. 2, pp. 1-5.

(7) Combustion Engineering Inc., 1985, A Comprehensive Vibration Assessment Program for Palo Verde Nuclear Generating Station Unit 1 (System 80 Prototype), CEN-263(V)-P(Rev.1-P.).

(8) KEPCO, 1995, A Comprehensive Vibration Assessment Program for Yonggwang Generating Station Unit 4 Final Evaluation of Pre-core Hot Functional Measurement and Inspection Programs, 10487-ME-TE-240-03(Rev. 0), Korea.

(9) Ko, D. Y. and Kim, K. H., 2011, Structural Analysis of CSB and LSS for APR1400 RVI CVAP, Nuclear Engineering and Design, Vol. 261, pp. 76-84.

(10) Ko, D. Y. and Kim, K. H., 2012, Vibration and Stress Analysis of a UGS Assembly for the APR1400 RVI CVAP, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 44, No. 7, pp. 817-824.

(11) Kim, K. H., Ko, D. Y. and Kim, S. H., 2013, Structural Response Analysis on APR1400 Core Support Barrel according to Operation Conditions of Reactor Coolant Pump, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 581-582.

(12) Kim, K. H., Ko, D. Y. and Kim, T. S., 2013,

Detail Structural Analysis on OPR1000 Core Support Barrel, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 402~403.

(13) Ko, D. Y. and Kim, K. H., 2018, Measurement of Vibration and Stress for APR-1400 Reactor Internals, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 50, No. 6, pp. 963~970.

(14) Ko, D. Y. and Kim, K. H., 2013, Comprehensive Vibration Assessment Program Measurement Test Plan for Advanced Power Reactor 1400, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 589~595.

(15) Ko, D. Y., Kim, K. H. and Kim, S. H., 2012, Structural Analysis and Response Measurement Locations of Inner Barrel Assembly Top Plate in APR1400, Transactions of Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 5, pp. 474~479.

(16) Ko, D. Y., Kim, K. H. and Kim, S. H., 2012, Selection of Measurement Locations at Inner Barrel Assembly Top Plate in the Reactor, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp.734~738.

(17) Ko, D. Y., Kim, K. H. and Kim, S. H., 2013, Structural Analysis and Measuring Locations of Upper Guide Structure Assembly in APR1400, Transactions of Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 1, pp. 49~55.

(18) Doosan Heavy Industries, 2017, Final Evaluation Report of Field Inspection for Comprehensive Vibration Assessment Program for Shin-Kori Nuclear Power Plant Unit 4, HD-121TE-002(Rev. 0), Korea.

(19) Kim, K. H. and Ko, D. Y., 2019, Comprehensive Vibration Assessment Program for APR1400 Reactor Vessel Internals, Proceedings of the KSNVE Annual

Autumn Conference, p. 364.

(20) Ko, D. Y., Kim, K. H. and Kim, S. H., 2011, Response Instrumentation Test Acceptance Criteria for APR1400 RVI CVAP, Transactions of Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 1036~1042.

(21) American Society of Mechanical Engineers, 2010, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1-Appendices, New York.



Kyu-Hyung Kim received Master in mechanical engineering from Chungbuk National University in 1998. He is a senior researcher at Korea Hydro & Nuclear Power Company - Central Research Institute (KHNP-CRI). His research interests include vibration and stress analysis for nuclear reactor vessel and steam generator internals.



Do-Young Ko received the M.S. and Ph.D. degrees in Electrical and Computer Engineering from University of Seoul, Korea in 2003 and 2007, respectively. He has studied as a senior researcher in Korea Hydro & Nuclear Power Company - Central Research Institute (KHNP-CRI) since 2003. His main research interests are verification and validation of reactor design (reactor internals modularization, comprehensive vibration assessment), wireless technology, and digital instrumentation and control for nuclear power plants.

자주식 가정용 다목적 이송 장치 설계 및 제어

Design and Control of Multipurpose Self-propelled Home Lifting Device

설 유 선* · 박 노 철** · 배 영 결†

Yusun Shul*, No-Cheol Park** and Yeong-Geol Bae†

(Received December 13, 2019 ; Revised January 8, 2020 ; Accepted January 17, 2020)

Key Words : Home Lifting Device(가정용 이송 장치), Multipurpose Device(다목적 장치)

ABSTRACT

There has been an increase in the demand for a device that can be used for care or rehabilitation of the elderly and disabled, owing to the increase in the number of elderly people and the interest with regard to the quality of life of the disabled. We herein propose a lifting device for the elderly and disabled, which performs functions, such as patient weight compensation function to reduce the physical burden on the caregiver, as well as basic lifting and exercise functions. The trolley and rail are designed to minimize the height of the device in consideration of its use in houses that have low ceilings. The designed rail was demonstrated for safety via a static analysis on ANSYS workbench software. Experiments were conducted to verify every purposed performance of the manufactured lifting device.

기 호 설 명

F_a	: 실제 힘
L_d	: 이송 방향
L_{mc}	: 이송 모드 변경
L_e	: 비상 신호
T.V.(target value)	: 대상 무게
ϵ	: 대상 무게(T.V.)와 순간 측정 무게의 차
ϵ_{up}	: 이송을 위해 가해야 할 힘 설정값
ϵ_{down}	: 하강을 위해 가해야 할 힘 설정값
h	: 순간 위치
h_{up}	: 운동 모드의 상한 높이

h_{down} : 운동 모드의 하한 높이

1. 서 론

통계청 자료(2015)에 따르면 우리나라는 이미 고령화 사회에 진입하였으며 2020년 이후에는 고령 인구가 전체인구의 20% 이상인 초고령사회에 진입한다. 또한 장애인의 삶의 질 향상 등에 관한 관심이 증대됨에 따라, 고령자와 장애인을 위한 재활 및 돌봄에 대한 수요가 증가하고 있다. 하지만 돌봄의 수요 증가에 비해 간호 인력이 부족한 상황이다. 우리나라의 인구당 활동 간호사 수는 OECD 평균의 절반에도 미치지 못하는 매우 낮은 수준이다⁽¹⁾. 특히 고령자에 대한 돌봄은 젊은 사람들이 기피하는 직업으로 나타난다⁽²⁾. 고령화, 장애인의 삶의 질 향상 기대, 간호 인력

† Corresponding Author ; Member, Auracare, Senior Researcher
E-mail : ygbae@auracare.co.kr

* Yonsei University, College of Mechanical Engineering, Student

** Member, Yonsei University, College of Mechanical Engineering, Professor

‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

의 부족과 같은 이유로 돌봄 및 재활에 로봇을 적용하고자 하는 관심이 증대되고 있다⁽³⁾.

돌봄 분야 중에서도 특히 이송은 환자의 무게를 지탱해야 하기에 간병인의 물리적 부담이 크다. 한국산업안전보건공단에서 작성된 ‘보건 및 사회복지업 사고사례’에 기술된 요양보호사의 사고사례를 보면 23개의 사고사례 중 환자의 이송과 관련된 사례가 7개로 큰 비중을 차지하고 있다.

따라서 이송 장치의 개발이 활발히 이루어지고 있으며 해외의 경우 미국, 스웨덴, 일본 등에서 다양한 형태의 장비가 개발되어 전문 병원에서 활용되고 있다. 하지만 대부분 고가의 장비이며 설치가 어려워 일반 가정에서 활용하기에는 한계가 있다. 미국 ARETECH사의 ZeroG⁽⁴⁾라는 제품이나 한국 이지스텝사의 위킹레일⁽⁵⁾이라는 제품 등을 예로 들 수 있다. 모두 고가이며 활용을 위해 집을 개조하는 공사가 필요하다는 공통점이 있다. 가정용 이송 장치의 경우 리프트가 활용되고 있으나, 병원에서 활용되는 이송 장치가 재활운동에도 활용되는 것에 비하여 사용 기능에 제한이 있으며 사용 과정에서 욕창 등의 부작용이 수반되기도 한다. 따라서 가정에서 활용 가능하며 이송 이외에도 추가적인 운동 기능 구현이 가능한 이송 장치 개발의 필요성이 제기된다.

이 논문은 돌봄 분야 중 가장 많은 사고의 우려가 있는 이송을 보조하는 기능을 갖추며, 간병인의 물리적 부담을 덜고, 추가적인 운동 보조 기능이 구현된 다목적 이송 로봇의 개발에 대하여 기술되었다.

2. 설계 및 해석

2.1 이송시스템 목표

이 장치는 와상환자의 이송 및 운동을 돕는 기구이다. 환자를 일으켜 세우거나 침대에서 휠체어로 옮겨 앉힐 때 간병인이 겪을 수 있는 근육통, 관절 손상 등

의 문제 해결을 기대할 수 있다. 또한 모드 변경을 통해 환자의 관절 운동에도 활용될 수 있다.

2.2 이송 장치 설계

(1) 이송 장치 레일 구조

이송 장치를 지지하는 프레임의 구조는 Fig. 1과 같이 설계되었다. 레일은 장치를 사용하는 가정이나 병원에 별도의 공사 없이 설치 및 사용이 가능하도록 주식으로 구성되었다. 프레임의 높이는 일반 가정집의 천장 높이보다 낮도록 2.1 m로 설계되었다. 길이는 통상적인 가정집의 크기를 고려하여 침상과 휠체어를 수용할 수 있는 3 m이다. 호이스트가 내장된 트롤리의 중앙에서 레일을 따라 단방향 이동이 가능하도록 설계하였다. 또한 하단에 바퀴를 설치하여 실내에서 이동 가능하도록 구성하였다. 또한 수동 메커니즘을 부착해 개호자에 의해 원하는 위치에 고정될 수 있다. 레일과 트롤리에 대해, ‘의료기기의 전기 기계적 안전에 관한 공통기준 및 시험방법’⁽⁶⁾을 기준으로 최대 135 kg까지 환자를 수용 가능하도록 설계 및 실험을 진행하였다.

(2) 트롤리 시스템

환자의 이송을 위한 상/하 제어는 트롤리에서 구동되며 이 트롤리 시스템(trolley system)은 Fig. 2와 Fig. 3

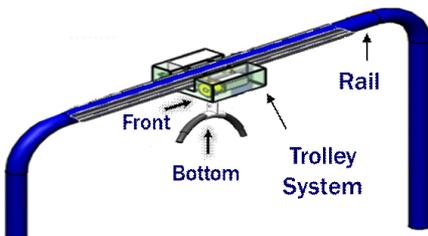


Fig. 1 Design of lifting device

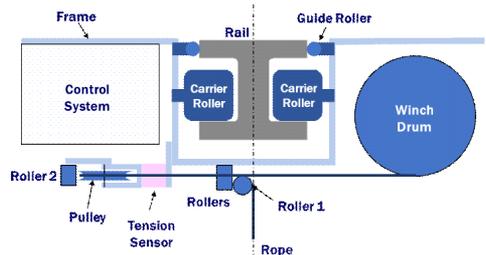


Fig. 2 Trolley system (front)

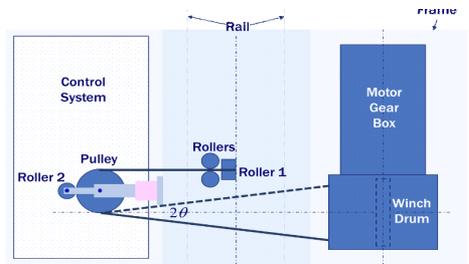


Fig. 3 Trolley system (bottom)

의 구조로 설계되었다. 트롤리는 ‘H’단면 레일을 따라 움직이도록 이송 롤러(carrier roller)가 중앙에 대칭으로 장착되어 있다. 트롤리 프레임 좌/우로는 각각 제어 시스템(control system)과 모터 및 모터 드럼(winch drum)이 부착되어 있다. 모터 구동부에 대한 설계는 다음 항에서 기술된다. 모터 드럼에 환자의 무게를 지탱하는 줄이 감겨 있으며, 이는 힘 센서와 연결된 도르래에 수평 방향으로 한번 감긴 후, 롤러 1에 걸쳐져 아래로 수직으로 떨어지는 구조이다.

롤러 1의 안쪽에는 수직 방향으로 두 개의 롤러가 추가로 부착되어 있으며, 롤러 1에서 줄이 좌/우로 치

우치지 않도록 가이드 역할을 한다. Fig. 3과 같이 드럼에 감긴 줄은 드럼의 중앙에서 최대 20만급 변위 각을 갖는다. 이때 θ 가 2°를 넘지 않도록 설계하였다⁽⁷⁾.

사용된 모든 롤러 및 도르래에 대한 정보와 각 부품에서 활용된 베어링의 스펙은 Table 1에 정리된 바와 같다. 활용된 롤러 중 가이드 롤러를 제외하고, 축 방향으로 하중이 가해지는 이송롤러, 도르래, 롤러 1에 사용되는 베어링의 안전계수를 계산하여 1.5 이상이 되도록 적합한 부품을 선정하였다. 이송롤러의 경우 최대허용하중 135 kg에 트롤리 및 하니스의 무게 35 kg을 포함하여 170 kg의 하중에 대한 각 베어링의 안전계수를 확인하였다. 또한 도르래의 경우 트롤리 시스템의 무게를 제외한 140 kg에 양방향으로 장력이 작용하므로, 이의 두 배인 280 kg의 하중에 대한 안전계수를 확인하였다. 롤러 1은 트롤리의 무게를 제외한 140 kg에 대해 안전계수를 확인하였다.

줄에 대한 정보는 Table 2에 정리되었다. 직경 8 mm의 등산용 줄을 사용하였다. 이 장치의 최대 하중인 170 kg에 의해 가해지는 약 1.67 kN의 인장력을 고려하여 인장 강도가 16.4 kN인 줄을 선정하였다.

Table 1 Roller specification

Component	Product	Bearings	Basic static load	Safety coefficient
Guide Roller	UMC15-5-5	No bearing	-	-
Carrier Roller	UMJ50-30	6002ZZ	5.6 kN	3.36
Pulley	MBGA80-5	6001ZZ	5.1 kN	1.86
Roller 1	RORA50-50	6002ZZ	5.6 kN	4.08
Roller 2	RORA20-30	696ZZ	-	-
Rollers	TGRA30-30	698ZZ	-	-

Table 2 Component specification

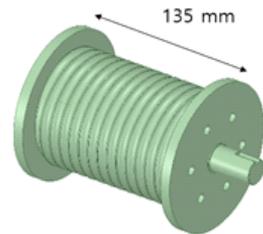
Component	Product	Spec	Value	Safety coefficient
Rope	Powerloc expert SP	Maximum breaking strength	16.4 kN	9.83
Tension sensor	CDES-2L	Rated capacity	500 kg	-
Indicator	BS-205 series	Baud rate	9600	-

Table 3 Motor component specification

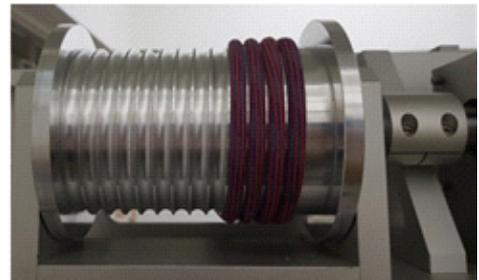
Component	Product	Spec	Value	Load
Motor	MSMD082 GIT	Static torque	2.4 Nm	1.323 Nm
Speed reducer	SPIH090S 050K	Reduction ratio	50:1	-
Servo amplifier	MCDHT 3520	-	-	-

(3) 모터 구동부

모터 구동(motor actuator)에 활용된 부품과 해당 스펙은 Table 3에 제시된 바와 같다. 이 장치의 최대 허



(a) 3-D CAD model



(b) Manufactured product

Fig. 4 Winch drum

용 무게 135 kg에 하니스 및 슬링 무게 5 kg을 포함한 140 kg에 대해, 5 cm 반경의 모터 드럼에서 계산된 정적 토크는 1.372 Nm이다. 따라서 정적 토크가 2.4 Nm 이고 감속비가 50:1인 감속기를 사용하였다.

또한, 모터에 연결되어 줄을 감는 모터 드럼은 효율을 높이기 되면 직경이 과도하게 커지게 되므로 85% 이상의 효율을 만족하도록 하였다⁽⁶⁾. 이때 모터 드럼의 직경은 100 mm로 설정하였고, 드럼 1회 회전 시 0.314 m가 권선된다. 프레임의 높이 2.1 m에서 침상의 평균 높이 0.6 m를 제외하면 요구되는 최소 권선 길이는 1.5 m이다. 직경 100 mm의 드럼에 권선 수를 6회로 할 때 권선 길이는 1.88 m로, 요구되는 최소 권선 길이가 만족되어 줄이 최소 6회 이상 감기도록 해야 한다. 또한, 드럼에 사용되는 줄의 직경이 8 mm이므로 줄이 홈을 이탈하는 것을 방지하기 위해 홈의 반경(r)과 깊이(h), 피치(p)에 대해 식 (1)~식 (4)를 만족하여야 한다⁽⁸⁾. 해당 식을 만족하는 값을 찾아 Table 4의 결과로 설계 및 제작하였으며 그 결과는 Fig. 4에 제시되었다.

$$r_{\min} = 0.535 \times d \tag{1}$$

$$r_{\max} = 0.55 \times d \tag{2}$$

$$h_{\min} \geq 0.374 \times d$$

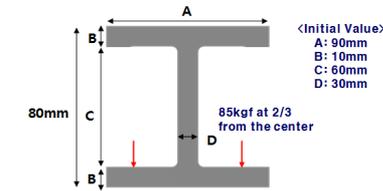
(for helically grooved drums) (3)

$$2.065 \times r < p < 2.18 \times r \tag{4}$$

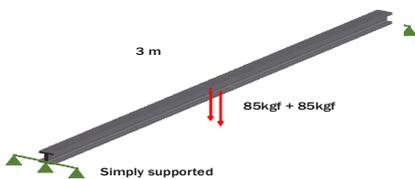
2.3 레일 설계 및 해석

레일의 형상 및 치수는 ANSYS static structural 해석을 통해 선정되었다. 레일은 트롤리 구조의 높이를 최소화할 수 있도록 하며 프레임 상부에서 트롤리 및 환자의 하중을 견뎌야 한다. 트롤리와 슬링의 높이를 고려하여 레일의 단면 높이는 80 cm로 제한하였으며, 최대 170 kg(이 장치의 목표 허용 무게 135 kg과 트롤리 시스템 및 하니스 무게 34.1 kg)의 무게가 인가될 때 변형과 응력 집중 현상이 최소화되도록 최적화를 진행하였다.

길이 3 m의 레일에 대해 최대 170 kg의 하중에 대한 해석결과를 확인하였다. Fig. 5(a)와 같이 레일 단면 중앙에서 좌, 우로 2/3 지점에 각각 85 kgf가 인가 되도록 설정하였다. 하중이 걸릴 경우 레일의 형상에 따라 중앙부에서의 최대 변형량이 1 mm에 근접하면서 최소한의 재료를 사용하도록, 설계 변수 연구를 통한 최적화를 진행하였다. 해석에 활용된 솔리드요소



(a) Variables for parameter study



(b) Simply supported beam condition

Fig. 5 Analysis conditions for parameter study

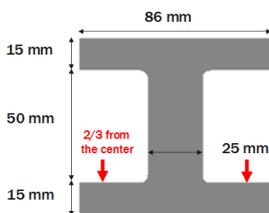


Fig. 6 Selected cross section of rail (model 3)

Table 4 Component specification

Diameter	Groove radius (r)	Groove depth (h)	Pitch (p)	Length
100 mm	4.3 mm	2.99 mm	9.3 mm	135 mm

Table 5 Results of parameter study on rail cross section

Variables (Unit)	Model 1	Model 2	Model 3
A (m)	90	90	86
B (m)	10	15	15
C (m)	60	50	50
D (m)	30	30	25
Maximum deformation (mm)	1.148	0.995	1.066
Volume (m ³)	10.80×10 ⁻³	12.60×10 ⁻³	10.74×10 ⁻³

는 SOLID185이며, 요소의 크기는 3 mm로 설정하였다. 최적화 과정에서 단면의 변수는 Fig. 5(a)에 표시된 바와 같다. 또한 Fig. 5(b)와 같이 단순지지 조건으로 하여 Fig. 5(a)의 초기값을 기준으로 설계 변수 연구를 진행하였다.

다양한 최적화 결과 중 몇 가지를 Table 5에 기재하였다. Model 2의 경우 변형량은 최저이지만, 부피가 다른 모델에 비해 크기 때문에 무게고 제작비용이 증가한다는 단점이 있다. Model 3은 최대 변형량이 1 mm에 근접하며, Model 2에 비해 부피가 현저히 줄어든다. 또한 부피가 유사한 Model 1에 비해서도 변형량이 적기 때문에 최대 변형량이 1 mm에 근접하며 부피를 최소화하는 모델로써 적합하다. Model 3의 형상은 Fig. 6과 같으며 최종 선정되었다. 이에 대한 해석 결과는 Fig. 7과 같다. 레일 중앙에서의 최대 변형량은 1.066 mm로 환자의 하중에 의한 레일의 변형은 매우 적을 것이다.

레일의 응력 해석 결과는 Fig. 8(a), 8(b)로 각각 레일 상부와 하부에서 가장 응력이 집중되는 레일 가운데 부분을 나타낸다. 레일은 6082알루미늄으로 제작

하며, 사용된 6082알루미늄 합금의 인장항복강도는 280 MPa이다. 이에 대하여 Fig. 8(a), Fig. 8(b)에서 최대 응력 11.73 Mpa과 비교하였을 때 안전계수는 23.87로 강건히 설계된 시스템을 확인할 수 있다.

$$S = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{280}{11.73} = 23.87, \quad \sigma_s : \text{tensile stress}$$

3. 시스템 제어

3.1 제어부 구성

트롤리 시스템은 구동부, 센서부, MCU, 조작부로 구성된다. 구동부는 모터를 포함하며, 센서부를 통해 무게 측정 및 피드백이 가능하다. MCU를 통해 사용자 프로그래밍이 반영되며 조작부를 통해 이송 로봇의 구동 및 다양한 모드 구현이 가능하다.

모드 구현 시, 리프트 구동 방향 등의 신호가 주 제어기인 DSP 제어기에 전달되면 모터드라이버에서 PWM 방식으로 모터를 구동한다. DSP는 Texas Instruments의 TMS320F28335 칩이 내장된 보드 (TR28335, 싱크웍스)를 활용하였다. 이때 모터의 엔코더에서 출력되는 펄스를 피드백하여 순간 위치 및 상

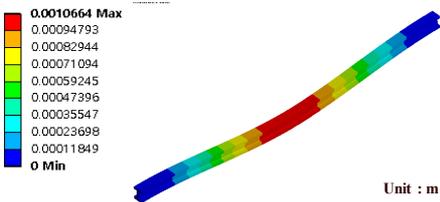
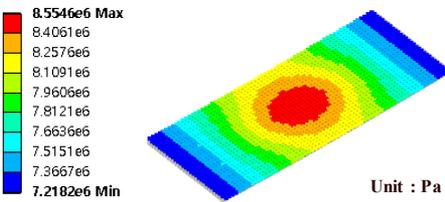
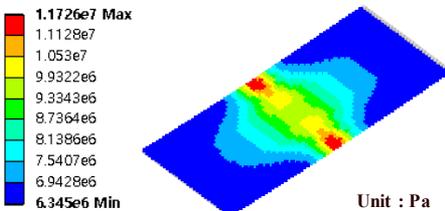


Fig. 7 Maximum deflection of selected model



(a) Contour of tensile stress on upper part



(b) Contour of tensile stress on lower part

Fig. 8 Static analysis results of rail

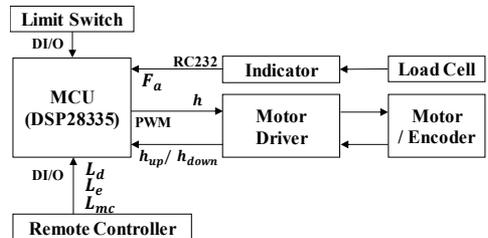


Fig. 9 System configuration diagram

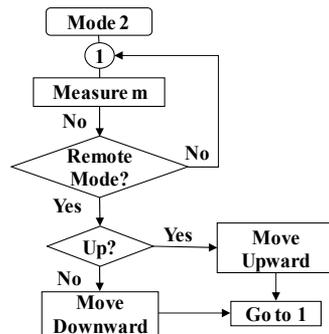


Fig. 10 Algorithm of remote control mode

승/하강 거리를 확인한다. 출력되는 펄스는 70 kHz로 지령이 입력되도록 기본값을 설정하여 제어하였다. 센서의 부하 값은 인디케이터를 통해 DSP 제어기에 전달되며 DSP에서는 이를 기준으로 리프트의 상승 또는 하강을 결정하고 결정된 방향으로 모터드라이버에 구동 명령을 전달한다. 이는 Fig. 9에 도식화되어있다.

3.2 모드별 제어 방법

이 장치는 사용 목적에 따라 다른 기능을 활용할 수 있도록 모드를 분류하여 구현되었다. 크게 환자의 이송을 돕는 모드와 관절 운동에 활용할 수 있는 운동 모드로 구분되어 있다. 환자의 이송을 돕는 모드는 리모콘 모드와 포스 제어 모드로 세부 분류된다.

(1) 리모콘 모드

리모콘 모드는 이 이송 로봇을 일반적인 타 제품들과 동일하게 사용할 수 있도록 한다. 상승과 하강을 리모콘만으로 작동할 수 있으며 Fig. 10의 알고리즘으로 구성된다.

(2) 포스 제어 모드

포스 제어 모드는 리모콘을 지속적으로 사용하지 않고도, 환자의 이송을 도울 수 있도록 한다. 포스 제어 모드의 원리는 Fig. 11에 나타난 바와 같다. 포스 제어 모드를 사용하기 위해서 리모콘을 이용하여 환자를 일정 높이로 들어 환자의 몸무게를 측정 한 후, 이를 대상 무게(target value)로 설정한다. 이는 포스

제어 시 기준이 되는 무게로 환자 몸무게이다. 간병인이 환자를 살짝 들거나 아래로 내릴 경우 대상 무게와 힘 센서에서 인지하는 무게 사이의 차(ϵ)를 이용하여 장치가 위로 또는 아래로 움직이도록 한다. 줄의 탄성으로 인한 출력거리에서 기인한 오차에 영향을 받지 않도록 간병인이 가해야 하는 최소한의 힘(error boundary, ϵ)을 찾아 설정해 주었다. 이 최소한의 힘에 대해서는 4.2절에서 기술되며, 이는 이송 시 고려해야 할 변수 ϵ_{up} 과 하강 시 고려되는 변수 ϵ_{down} 이다. 간병인이 하니스를 위로 올려 ϵ 이 ϵ_{up} 보다 클 때 장치가 위로 올라가 이송하게 된다. 반대로 간병인이 하니스를 아래로 살짝 눌러 $-\epsilon$ 이 ϵ_{down} 보다 클 때 장치가 아래로 내려가며 하강하게 된다. 포스 제어 모드에서도 비상시를 대비해 언제든지 리모콘으로 상승과 하강을 조작할 수 있도록 하였다.

(3) 운동 모드

운동 모드는 환자의 상지 혹은 하지의 상하 반복 재활운동 시 이를 보조하는 기능이다. 기존에는 간병인이 환자의 무게를 지탱하며 재활운동을 진행하였다. 이 장치를 통해 환자의 신체(팔, 허리, 다리 등)를 슬링에 걸어 설정된 높이에 따라 기구에 장착된 슬링이 반복운동함으로써 관절 운동을 보조하여 간병인의 부담을 덜 수 있다. 상한 높이와 하한 높이를 설정해 주어, 정해진 구간 안에서 운동하도록 하되 운동에 효과적인 높이는 병원 및 재활원에서 설정 가능하도록 하였다. 이 경우에도 비상시를 대비해 운동 모드

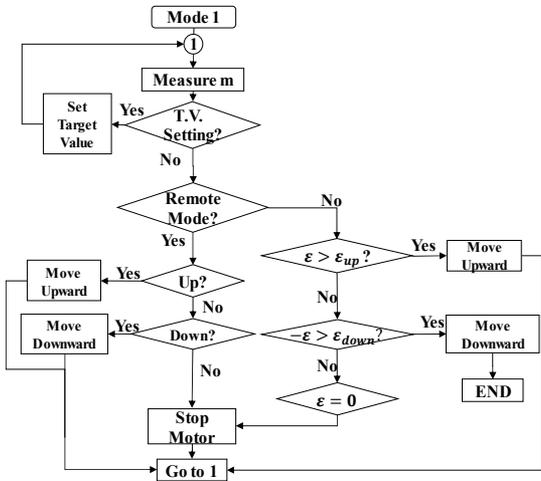


Fig. 11 Algorithm of force control mode

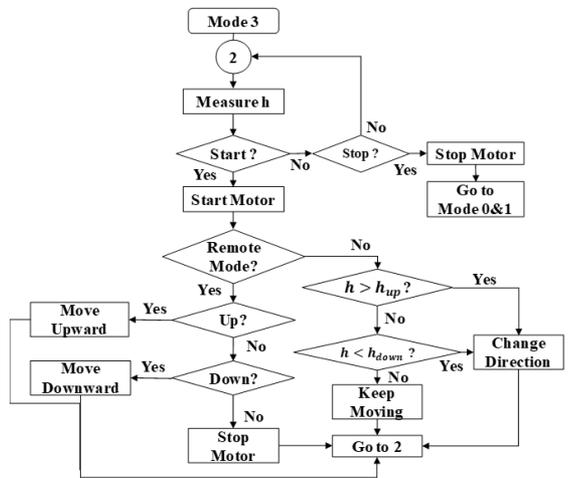


Fig. 12 Algorithm of exercise mode

가 작동되도록 설정되어 있으며, 시작/정지 버튼을 통해 모드 동작을 제어할 수 있다. 작동 알고리즘은 Fig. 12와 같다.

4. 제작 및 실험

4.1 제작

Fig. 13은 제작된 다목적 이송 로봇의 전체 시스템이다. 하단부에 장착된 바퀴로 시스템 전체의 이동이



Fig. 13 Full lift system



Fig. 14 Experiment setup

가능하다. 높이 2.1 m의 양단 지주 사이에 레일이 연결되어 있고 레일 위로 트롤리의 수동 이동이 가능하다. 이송 대상자를 감싸는 슬링이 슬링 바에 6개의 고리로 연결되어 있다. 슬링 바는 트롤리의 구동부에 의해 작동하는 줄에 연결되어 있다.

4.2 포스 제어 모드 오차 실험

이 이송 장치는 탄성이 있는 직경 8 mm의 직조 줄을 사용한다. 따라서 장치 구동 시 탄성에 의한 영향이 고려되어야 한다. 줄의 진동은 줄 자체의 구조적인 변경이 어려우며, 시간에 따른 길이 변화로 예측하기 어려운 시스템이다⁹⁾. 이 장치에서는 줄의 탄성으로 인한 영향이 크게 두 가지로 발생하는 것을 확인했다. 첫째는 동일 대상에 대해 모터의 작동 방향(위/아래 제어)에 따라 발생하는 측정 오차이다. 두 번째는 포스 제어 모드 시 외력을 가하고 손을 떼 직후 발생하는 오버슈트에 의한 오차이다. 이를 분석 및 해결하기 위해 실험이 진행되었다.

(1) 상승 및 하강 시 오차 실험

첫째로, 줄이 감기면서 멈출 시와 풀리면서 멈출 시 동일 무게의 대상에 대해 힘 센서에서 측정되는 값에 오차가 발생한다. 힘 센서에 부착된 도르래에 가해지는 장력으로 무게가 측정되는데, 줄이 감길 때와 풀릴

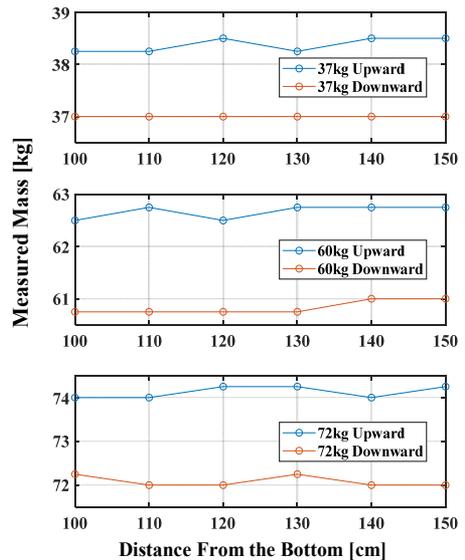


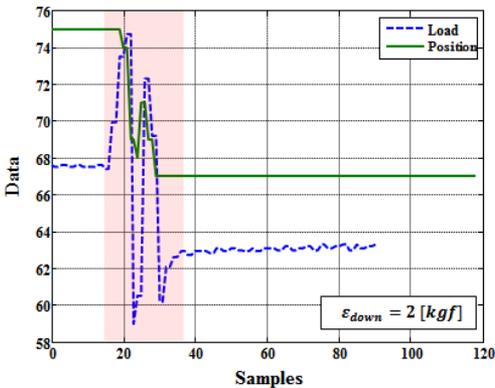
Fig. 15 Measured value of different masses due to moving direction

때 도르래에 가해지는 장력에 차이가 존재하기 때문이다. 모터의 작동 방향에 따른 힘 센서 인식 오차의 경향성을 확인하기 위해 추가적인 실험을 진행하였다. 장치의 구조적인 영향을 제거하고 모터 작동 방향에 따른 힘 센서 측정 결과를 확인하기 위해, Fig. 14와 같이 힘 센서를 수직 방향으로 설치하였다. 실험 결과는 Fig. 15와 같다. 각각 37 kg, 60 kg, 72 kg의 물체에 대해 위로 올릴 때와 아래로 내릴 때 높이에 따른 힘 센서의 측정값이다. 이 실험을 통해 줄이 감길 때와 풀릴 때, 각각 측정 무게 및 측정 높이에 따른 인식 값을 확인하였다. 무게에 따른 영향을 확인하기 위해 대략 35 kg, 60 kg, 70 kg으로 기준을 잡고 실험 가능한 시편을 조합하여 실제로 37 kg, 60 kg, 72 kg에 대해 실험을 진행하였다. 측정 높이에 따라 영향은 0.3 kg 이내로 오차에 지배적인 영향을 주지 않는다. 모터의 작동 방향에 따른 오차는 무게가 증가함에 따라 증가

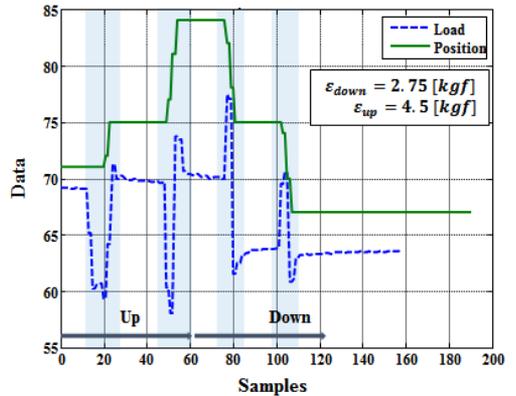
하지만, 그 오차는 1.38 kg, 1.83 kg, 2 kg으로 모두 2 kg 남짓이다. 무게의 증가에 대한 오차 변화는 무시할만하다. 이러한 오차는 오버슈트에 의한 오차와 함께 반영되어 나타나며 포스 제어 모드의 변수 설정을 통해 극복되었다.

(2) 오버슈트에 의한 오차 실험

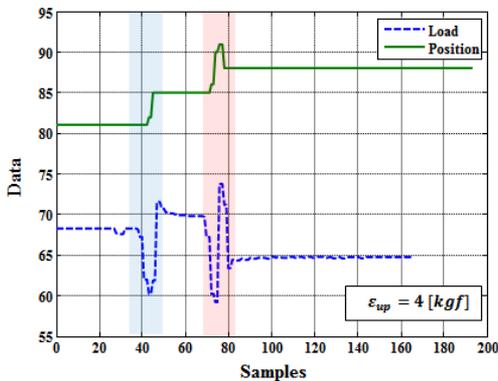
두 번째 오차는 포스 제어 모드에서 간병인이 슬링에 가한 외력을 제거한 직후 발생하는 오버슈트에서 기인한다. 특정 높이에서 줄이 외력에 의해 움직인 후 안정화되기까지 힘 센서에서 측정되는 값은 연속적으로 변한다. 이 경우는 첫 번째로 언급된 오차원인과 결합된 형태로만 측정가능하다. 또한 간병인이 포스 제어 모드를 활용하기 위해 가해야 하는 무게인 ϵ 이 오버슈트 값 보다 작을 경우 의도된 방향과 다른 방향으로 움직여 시스템의 안정화에 방해 요인이 될



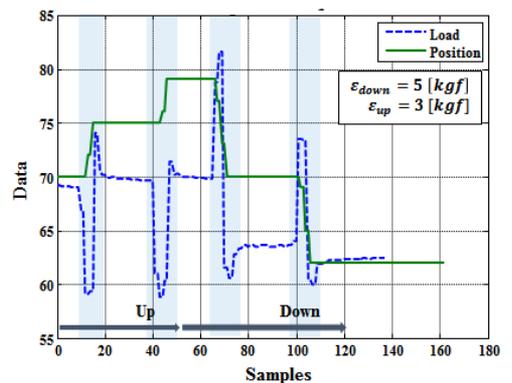
(a) Downward



(c) Up&Down



(b) Upward



(d) Up&Down

Fig. 16 Change of position values due to measured load of system for downward/upward/up&down force control with varying error boundaries

수 있다. 따라서 줄의 탄성으로 인한 오버슈트에 영향을 받지 않고 포스 제어 모드를 작동시키기 위해 적절한 경계값 설정이 필수적이다.

앞서 언급된 오차를 고려한 변수 설정을 위해 Fig. 16

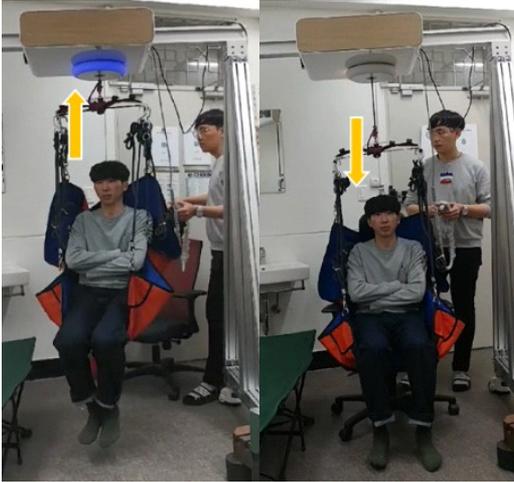


Fig. 17 Experiment for remote control mode



Fig. 18 Experiment for force control mode



Fig. 19 Experiment for exercise mode

의 실험이 진행되었다. 70 kg의 대상 물체에 대해 포스 제어 모드로 상/하 제어할 경우, Fig. 16(a)와 Fig. 16(b)의 빨간색 상자에 표시된 것처럼 ϵ 이 오버슈트 혹은 언더슈트 값보다 작을 경우 시스템이 출렁거리며 오작동 하는 것을 확인할 수 있다.

반면 ϵ 이 오버슈트와 언더슈트 값에 비해 크게 선정된 경우 Fig. 16의 (c)와 (d)에서처럼 시스템을 포스 제어 모드로 상승 하강하였을 때, 측정 힘(load)에 오버슈트와 언더슈트가 발생하더라도 시스템의 위치(position)는 오버슈트 없이 안정화됨(파란색 표시)을 확인할 수 있다. 각각 다른 변수에 대해 시스템의 안정성을 확인한 결과 Table 6과 같았다.

따라서 줄의 탄성에 의해 힘 센서에서 발생할 수 있는 두 가지 인식값 오차에 영향받지 않고 제어하기 위해 최대 135 kg의 무게에 적용 가능한 Table 7의 변수가 선정되었다. 환자 이송을 위해 가해야 하는 상승 시 최소 힘(ϵ_{up})은 5 kgf, 하강 시 최소 힘(ϵ_{down})은 4.5 kgf일 때 이 장치를 이용하여 안정적으로 포스 제어가 가능했다. 이때, ϵ_{up} 이 ϵ_{down} 보다 크게 나타나는 이유는 앞서 서술된 첫 번째 오차 원인에서 기인한다고 판단가능하다.

4.3 모드별 작동 실험

제작된 이송 로봇을 활용하여 구현하고자 한 각 모드 별 기능의 작동 여부를 실험을 통해 확인하였다.

Fig. 17은 대부분의 이송 장치와 같이 리모콘만을 사용해 조작하는 운동 모드에 대한 실험 상황이다. Fig. 18은 간병인의 직접적인 이송을 보조하기 위한 포스 제어 모드의 실험 상황이다. 간병인이 환자가

Table 6 Parameter study for force control mode (unit: kgf)

$\epsilon_{up} \backslash \epsilon_{down}$	2	2.25	2.5	2.75	3
4	Unstable	Unstable	Unstable	Unstable	Unstable
4.5	-	-	Unstable	Stable	Stable
4.75	-	-	Unstable	Stable	Stable
5	-	-	Stable	Stable	Stable

Table 7 Parameters for force control mode

Parameter	Meaning	Value
ϵ_{up}	Minimum lifting force	5 kgf
ϵ_{down}	Minimum descending force	4.5 kgf

앉아있는 하니스에 힘을 가해 이승/하강을 돕는 모습이다. Fig. 19는 프로그램에 내재되어 있는 일정 경로 반복을 통한 관절 운동 실험의 상황을 나타낸다. 이러한 실험을 통해 이 장치를 이용하여 의도한 기능으로 작동하는 것을 검증하였다.

5. 결 론

이 논문에서는 고령자 및 장애인을 위한 이승 장치 개발이 기술되었다. 리모콘을 이용한 단순한 조작 기능 뿐만 아니라, 힘 센서 피드백을 통해 간병인의 직접적인 이승 작업의 물리적인 부담을 보조하는 기능이 구현된다. 또한 내재된 경로 제어를 통해 환자의 관절 운동을 도와주는 기능을 구현하였다. 천장고가 낮은 가정에서도 활용할 수 있도록 높이 2.1 m로 설계, 제작되었으며 구조해석을 통해 안전성을 검증하였다. 제작된 다목적 이승 장치를 활용하여 목표로 하였던 기능에 대한 실험을 수행하여 성능을 검증하였다. 이 연구에서 개발된 다목적 이승 장치는 연구적인 목적뿐만 아니라 병실, 가정 등 좁은 실내에서의 활용도가 기대된다.

후 기

이 연구는 보건복지부 국립재활원 재활연구개발용역사업(R&D)재활로봇중개연구용역(NRCTR-EX18004)으로 수행되었습니다.

References

- (1) Jones, R. S., 2010, Health-care Reform in Korea, OECD Economics Department Working Papers, No. 797.
- (2) Seo J. H., 2014, The Study about the Experience of the Paid Care Labour on the Nursing Home for the Elderly, Doctoral Dissertation, Seoul Christian University, Seoul, Korea.
- (3) Song W. K., 2016, Status and Perspectives of Rehabilitative & Assistive Robots, Korea Robotics Society Review, Vol. 13, No. 2, pp. 3~9.
- (4) ARETECH, ZeroG Gait and Balance System, <https://www.aretchllc.com>(accessed on Sept 10th 2019).
- (5) Easystep, Walking Rail, <http://www.easystep.kr/de->

<fault/product/01.php?top=2&sub=0>(accessed on Sept 10th 2019).

(6) Ministry of Food and Drug Safety, General Requirements for Basic Safety and Essential Performance for Medical Electrical Equipment, IEC 60601-1: 2012, 3.1 Edition(Equivalent Standard).

(7) Dickie, D. E., 1981, Crane Handbook, Construction Safety Association of Ontario, Butterworths & Co. Ltd. London.

(8) ALLRIGGING Company, Technical Information Related With Wire Ropes, <https://allrigging.com/drum-data>(accessed on Sept 10th 2019).

(9) Yang, D., Kwak, M. K., Kim, K. and Baek, J. D., 2014, Experiments on Rope Vibrations Using a Small-scale Elevator Simulator, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 252~255.



Yusun Shul is a graduate student at Yonsei University, Dept. of Mechanical Engineering. She received B.S. in Dept. of Mechanical Engineering from Yonsei University in 2018.



No-Cheol Park received a B.S., M.S. and Ph.D. degree in Dept. of Mechanical Engineering from Yonsei University in 1986, 1988 and 1997 respectively. He is currently working in Yonsei University as a professor of the Mechanical Engineering. His research interests include the mechanical vibration and opto-mechatronics system.



Yeong-Geol Bae received B.S. and M.S. degrees in Mechatronics Engineering from Chungnam National University, in 2003 and 2006, respectively. He received Ph.D. degree from Department of Mechatronics Engineering at Chungnam National University in 2015. He worked as a post researcher in KAERI from 2015 to 2018. His research interests include robot manipulator design and control.

궤도차량 탑재 장치의 진동 시험 프로파일 도출

Derivation of Vibration Test Profile for Equipment Mounted in Tracked Vehicle

조재상[†]·김창남^{*}·곽도혁^{*}·이승한^{*}·정의봉^{*}·유구현^{*}
Jae-Sang Cho[†], Chang-Nam Kim^{*}, Do-Hyuk Kwak^{*}, Seoung-Han Lee^{*}, Eui-Bong Jeong^{*}
and Gu-Hyun Ryu^{*}

(Received December 13, 2019 ; Revised January 8, 2020 ; Accepted January 17, 2020)

Key Words : Vibration Test Profile(진동 시험 프로파일), Tracked Vehicle(궤도 차량), Driving Test(주행 시험), ASD(가속도 스펙트럼 밀도), FFT(고속 푸리에 변환)

ABSTRACT

For the equipment that is mounted in tracked vehicles, durability in various driving conditions is essential. Therefore, before the vibration test, developers of such equipment are required to derive test profiles with vibration levels similar to those observed in driving conditions; thereafter, vibration tests are performed to verify the equipment's durability. This study proposes a procedure to derive the vibration test profile. First, accelerations are measured in twenty-four driving tests under different driving conditions. The acceleration signals thus collected are used to obtain the acceleration spectral density (ASD) data. Then, the ASD data is used to obtain the combined-ASD data for each velocity. The combined-ASD data is used to derive test profile which is input for shakers in vibration tests.

1. 서 론

차량에 탑재되어 운용되는 장비들은 주행 진동을 받아도 정상작동하기 위한 내구도 확보가 중요하다. 개발자는 진동 시험 이전에 주행 진동을 모사한 진동 시험 프로파일을 도출하고, 진동 시험을 수행하여 내구도를 검증해야 한다.

과거에는 개발되는 장비마다 시험 프로파일 도출이 어려워, 많은 경우 미군 규격을 활용하여 시험을 수행하였다. 미군 규격은 개발되는 장비에 전달되는 진동 수준과는 다르기 때문에, 장비가 과도 설계되어

비용 대비 효율이 감소하거나 과소 설계되어 장비가 운용 시에 파손되는 경우도 발생한다. 이런 문제점을 보완하기 위해서는 장비의 환경에 맞는 프로파일 도출 과정 확립이 필요하다.

기존의 차량 주행 진동과 관련된 연구들은 주행 시험을 통해 얻은 실험적 결과와 유한 요소 해석을 통해 얻은 해석적 결과를 비교하여 군용 차량의 동특성을 분석하거나⁽¹⁾, 군용차량 주행 진동, 트레일러의 주행 진동에 대한 측정 및 분석하는 데⁽²⁻⁴⁾ 주요한 관심이 있었다. 일부 연구에서만 차량의 주행 시험을 통해 얻은 자료를 분석하고 진동 프로파일을 생성하는 연구가 수행되었다⁽⁵⁾.

[†] Corresponding Author ; Member, LIG Nex1, Researcher
E-mail : jaesang.cho@lignex1.com
^{*} LIG Nex1, Researcher

A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference
‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

이 논문에서는 궤도 차량의 주행 시험, 측정 결과의 ASD 변환 및 통합, 그리고 단순한 프로파일로 변환 과정을 통해 주행 진동을 모사하는 진동 시험 프로파일 도출 과정을 서술한다.

2. 주행 시험

궤도 차량의 주행 시 장비가 받는 진동을 측정하기 위해 Table 1에 보이는 조건의 조합으로 주행 시험을 수행하였다.

도로 조건은 포장, 비포장, 야지 중 궤도차량의 궤도와 지면의 접촉에 의해 발생하는 협대역 진동이 가장 높은 포장도로로 선정하였다. 주행 속도는 장비의 운용 속도 범위인 0 km/h ~ 60 km/h를 고려하여 10 km/h 단위로 6가지 속도를 결정하였다. 가속도 측정 위치는 장비 위치 주변 2곳을 선정하였고, 주행 속도를 측정하기 위해 속도센서 1개를 차량 상부에 설치하였다. 장비에 가해지는 진동 프로파일 생성을 위해서는 실제 장비가 받을 진동과 유사한 진동이 필요하기 때문에 장비 장착 위치의 진동을 측정해야 한다. 주행 반복 횟수는 측정 자료의 신뢰성을 높이기 위해 각 주행 속도별 4번으로 결정하였다. 매 주행 시 속도와 가속도 측정 결과는 Fig. 1와 Fig. 2의 형태로 저장하였다.

3. ASD 변환 및 통합

주행 시험을 통해 측정한 가속도 자료를 ASD로 변환하는 과정을 Fig. 3에 나타내었다. 변환 과정에서 사용한 조건은 Table 2와 같다. Span 값인 500 Hz는 미군 규격에서 제시하는 주행 프로파일에서 사용하는 값을 참고해⁽⁶⁾ 결정하였고, Frequency resolution 값인 0.5 Hz는 미군 규격에서 사용하는 1 Hz 보다 정밀한 결과를 확인하고자 선정하였다. FFT 과정에서는 leakage 현상을 줄이기 위해 time weighting의 하나인 hanning을 사용하였다. Overlap은 FFT 과정에서 측정 가속도를 균일하게 가중시키기 위해 66.67%를 사용하였다.

ASD 변환의 첫 단계는 측정한 가속도를 66.67% overlap에 따라 각 묶음(Fig. 3의 'block')별로 나누고 FFT를 수행하여 묶음 별 ASD를 계산하는 과정이다. 이후 모든 묶음의 ASD에 대한 평균과 표준편차를 계산하고, 이 평균과 표준편차의 합을 측정한 가속도 자료의 ASD 값으로 사용하였다. 이 과정을 24번의

Table 1 Driving test conditions

Road type	Velocity [km/h]
Pave	10/20/30/40/50/60
Repetition	Measurement location
4 reps	2 points

Table 2 ASD transformation conditions

Span	Frequency resolution
500 Hz	0.5 Hz
Time weighting	Overlap
Hanning	66.67 %

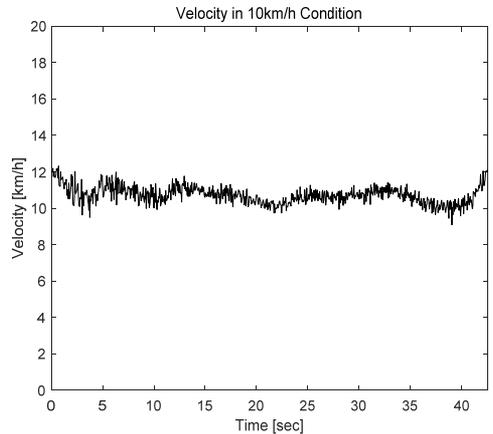


Fig. 1 Velocity profile in 10 km/h

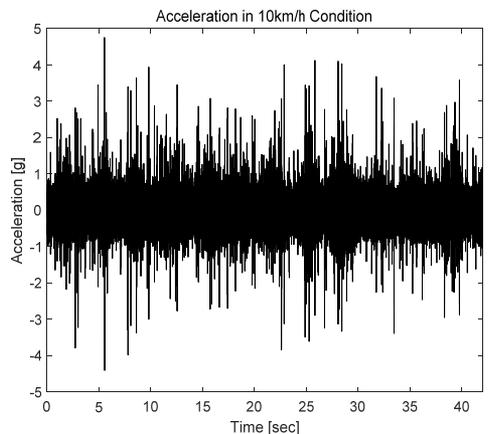


Fig. 2 Acceleration profile in 10 km/h

측정 결과에 모두 적용하였다.

ASD 변환 과정 이후 각 속도별로 2 곳의 위치에서 4 개(시험 반복 횟수)의 ASD 값을 얻었다. 속도별로 대표하는 ASD를 구하기 위해 속도별 8개의 ASD 자료를 통합하는 과정을 추가적으로 수행하였다. 통합 과정은 Fig. 4에 정리하였다. 앞에서 수행한 ASD 변환과정과 유사하게, 8개 ASD의 평균과 표준편차를 계산하고, 평균과 표준편차의 합을 속도별 통합 ASD 로 사용하였다.

변환 및 통합과정에서 평균과 표준편차의 합을 사용하는 이유는 최종적으로 도출할 진동 시험 프로파일의 신뢰도를 높이기 위함이다. 주행 진동이 정규분포를 따른다는 가정 하에 평균보다 높은 진동이 발생할 가능성은 50%이다. 하지만, 평균과 표준편차의 합보다 높은 진동이 발생할 가능성은 16%이다. 이런

이유로 평균과 표준편차의 합을 사용해 도출한 프로파일의 진동 시험을 통과한 장비는 평균을 이용한 프로파일의 진동 시험을 통과한 장비에 비해 높은 신뢰도를 확보할 수 있다.

4. 진동 시험 프로파일 도출

ASD 통합 과정 이후에 속도별 통합 ASD를 Fig. 5 처럼 협대역과 광대역의 2 가지로 구분되는 단순화된 절점의 형태로 변환해야 한다. 진동시험기에 프로파일을 입력하는 편의성과 프로파일을 진동으로 구현하는 제어기 성능(진동수 분해능, 입력이 가능한 절점수 등)의 한계로 속도별 통합 ASD를 사용할 수 없는 경우가 발생할 수 있기 때문이다.

이 연구에서는 일정 대역폭 값 이상에서 ASD 수준

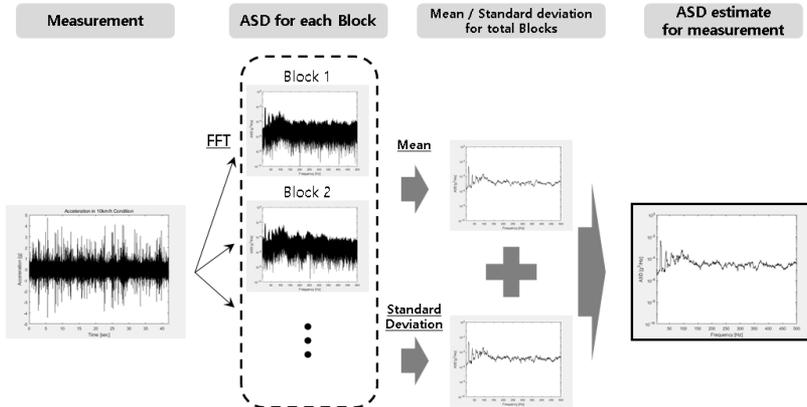


Fig. 3 ASD transformation process

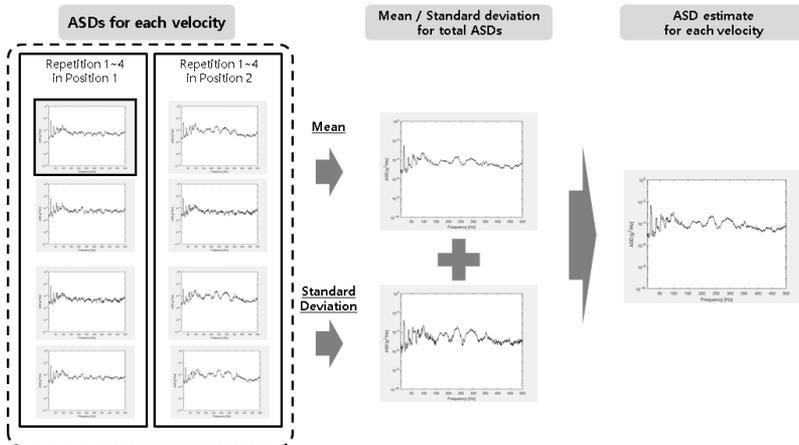


Fig. 4 ASD combination process in each velocity

이 기준 값 이상인 부분을 협대역으로 선정하였다. 이 과정에서 진동시험기의 한계로 5개 이상의 협대역을 구현하지 못하는 경우가 있기 때문에, 협대역 수를 5개 이하로 선정하도록 대역폭 값과 ASD 기준 값을 변경하는 과정이 필요하다. 선정된 협대역은 대역폭 내부에서 가장 큰 ASD 값을 갖는 형태로 변환한다. 가장 큰 ASD 값을 협대역 전체에 적용하기 때문에 전체 RMS는 기존의 값보다 증가하게 된다. 광대역 값은 협대역을 제외한 나머지 부분의 RMS가 동일한 값을 갖도록 하는 ASD 값을 계산을 통해 도출한다.

Fig. 6은 통합 ASD와 단순화한 프로파일을 비교한 그림이다. RMS를 비교하면 진동 시험 프로파일의 RMS가 통합 ASD의 RMS에 비해 1.12배의 값을 갖는다. 이는 협대역에서 증가한 RMS 값에 의한 현상이다. RMS 증가는 진동 프로파일이 더 높은 진동 수

준을 갖는다는 의미이기 때문에, 이 프로파일의 진동 시험을 통과한 장비의 신뢰도는 증가한다.

장비의 내구성을 평가하기 위해서는 Fig. 6의 진동 시험 프로파일을 이용해 예상되는 장비 운용 시간만큼 진동 시험을 수행해야 한다. 하지만, 장비 운용 시간은 시험을 수행하기에는 너무 길어서 이 연구에서는 가속시험의 관계식⁽⁷⁾인 식 (1)을 참고하여 진동 강도(ASD 수준)은 높이고 시험 시간은 줄이는 가속시험 개념을 적용하였다.

$$\left(\frac{W_1}{W_2}\right)^{b/n} = \frac{t_2}{t_1} \tag{1}$$

- b : 내구도 곡선 상수
- n : 응력감쇠상수
- t_1 : 실제 운용 시간
- t_2 : 시험 시간
- W_1 : 진동 시험 프로파일
- W_2 : 가속시험 진동 프로파일

이 식에서 t_1 과 t_2 에 실제 운용시간과 원하는 진동 시험 시간을 삽입하고 W_1 에 Fig. 6의 진동 시험 프로파일을 삽입하면 가속시험을 위한 프로파일 W_2 를 구할 수 있다. b 와 n 값은 관련규격에서 제시한 값을 사용하였다⁽⁷⁾. 이와 같은 방식을 6가지 속도 별 X, Y, Z축에 적용하여 진동 프로파일을 도출하였다. 이 결과를 Fig. 7~Fig. 12에 나타내었다.

도출된 프로파일의 ASD 값을 진동시험기에 입력하고 swept narrowband random-on-random 모드로 시험을 수행하면 제어기 내부에서 위상을 임의 생성하여 주행상황을 모사한 진동시험을 수행할 수 있다.

5. 궤도차량 진동 특징

궤도차량 주행 시 발생하는 진동은 도로의 요철에 의해 발생하는 광대역의 진동과 차량의 궤도가 도로와 접촉하며 발생하는 협대역의 진동이라는 2가지 요소로 구성된다. 이런 특징으로 인해 궤도차량의 진동 프로파일은 Fig. 5와 같이 협대역과 광대역이 구분된 형태로 나타난다.

Fig. 7~Fig. 12을 보면 광대역 진동은 주행 속도가 증가할수록 값이 커진다. 협대역 진동도 광대역 진동

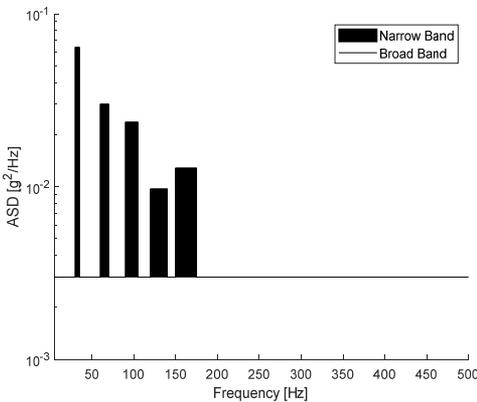


Fig. 5 Tracked vehicle vibration profile (example)

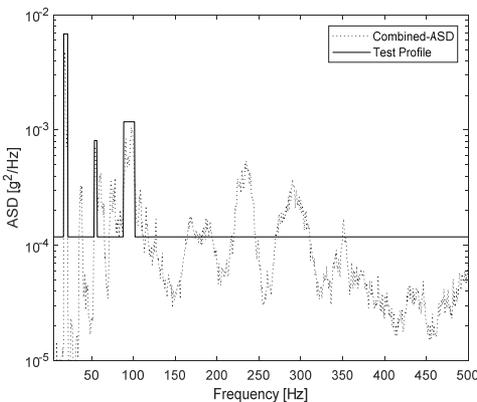


Fig. 6 Comparison of ASD estimate with vibration test profile in 10 km/h

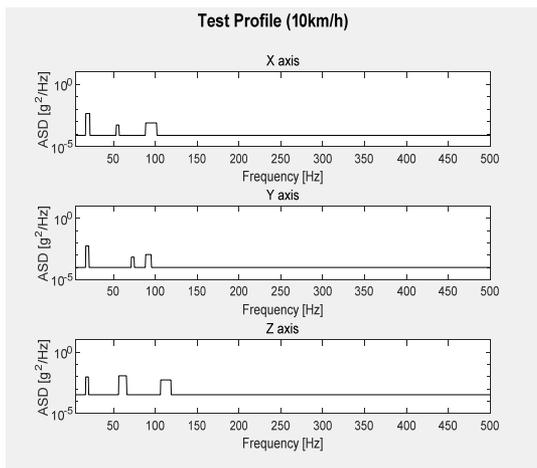


Fig. 7 Vibration test profile in 10 km/h

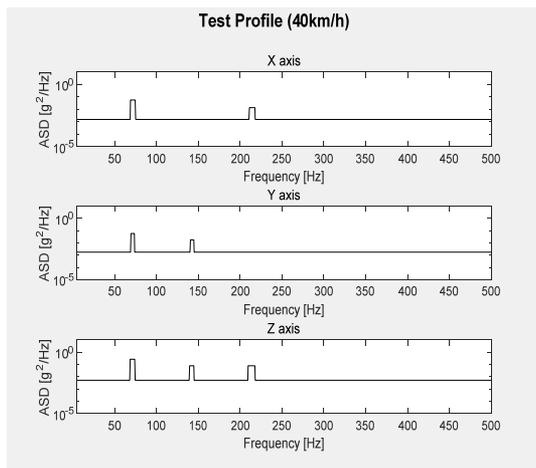


Fig. 10 Vibration test profile in 40 km/h

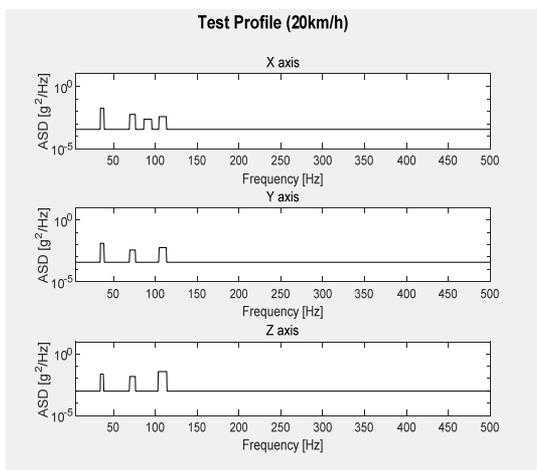


Fig. 8 Vibration test profile in 20 km/h

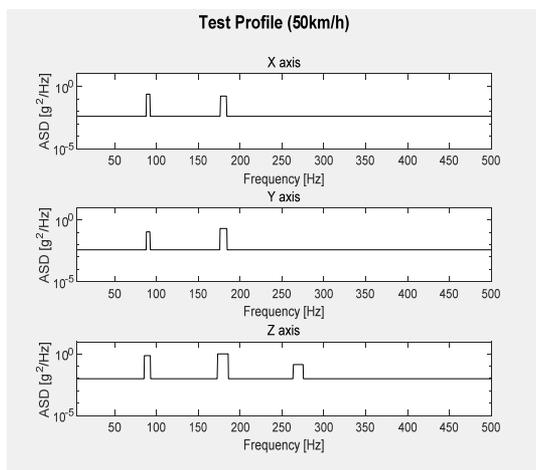


Fig. 11 Vibration test profile in 50 km/h

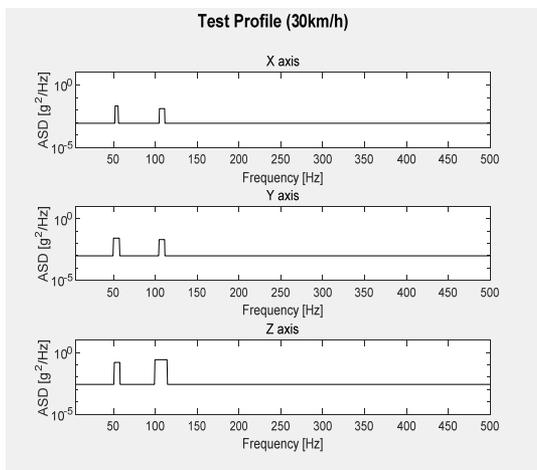


Fig. 9 Vibration test profile in 30 km/h

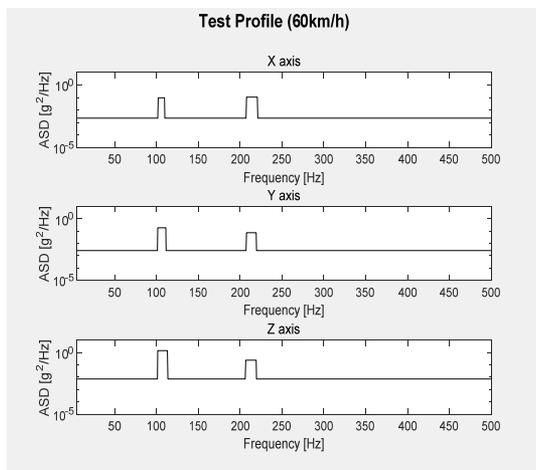


Fig. 12 Vibration test profile in 60 km/h

과 유사하게 속도에 따라 값이 커지고, 협대역이 발생하는 진동수도 주행 속도에 비례하여 높아진다는 특징을 알 수 있다. 이는 주행 속도가 증가할수록 궤도의 패턴과 도로가 만나는 주기가 짧아지기 때문이다. 협대역들의 진동수를 비교하면 대부분 배음의 형태를 보이는 사실도 확인할 수 있다.

궤도차량 탑재장치 설계 시에는 앞의 설명을 고려하여 주행속도별 협대역 진동수를 확인하고, 협대역의 진동수와 장치의 고유진동수가 같지 않도록 하여 공진을 회피해야 한다.

6. 결 론

이 연구에서는 궤도 차량 주행 시 측정된 가속도 자료를 활용해 장착되는 장비의 진동 시험 프로파일 도출 과정을 제시하였다. 첫 번째로는 장비의 운용조건을 참고하여 차량의 주행 진동을 측정하였고, 시험 결과를 바탕으로 가속도를 ASD로 변환하고 속도 별 하나의 ASD로 통합하였다. 통합한 ASD는 단순한 형태의 진동 시험 프로파일로 변환되고 가속시험을 고려하여 ASD 수준을 조정함으로써 최종 진동 시험 프로파일을 도출하였다.

추후 장비 개발 시 이 연구의 과정을 적용하면 미군 규격을 적용하는 대신 각 장비의 상황에 맞는 진동 프로파일을 도출하여 과도설계 혹은 과소설계 될 가능성을 줄일 수 있다. 이 연구에서는 특정 장비에 대한 프로파일 도출과정만 적용하였지만, 특정 차량 또는 비행기 등 플랫폼 별 프로파일을 도출하여 플랫폼에 장착되는 장비 설계 시 공통적으로 적용하는 진동 프로파일의 데이터베이스를 만들 수도 있다.

References

(1) Park, N. C., Park, J. B., Lee, J. H., Lee, J. and

Kang, K. H., 2014, Dynamic Characteristics Analysis of a Military Vehicle via Road Tests, Proceedings of the KSNVE Annual Fall Conference, pp. 277~280.

(2) Shin, D. J., Lee, J. H., Kang, Y. S., Choi, J. H. and Kang, D. S., 2014, Vibration Response Analysis of the Military Vehicle by Road Test, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 262~266.

(3) Jeong, E. B., Yoon, J. R., Son, D. H., Kim, J. and Kang, D. S., 2017, Analysis of the Vibration Characteristic for the Shelter System Vehicle Mounted, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 336~342.

(4) Jang, I. K., Lee, D. W., Jeong, E. B., Ryu, G. H. and Kang, D. S., 2015, Trailer-mounted Equipment Dynamic Test, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 237~240.

(5) Kim, D. H., Park, I. G. and Kim, J. Y., 2015, Development of a Random Vibration Specification I : Generation of Transportation Vibration Specification by Utilizing Measured Vibration Data of a Vehicle, Proceedings of the KSAS Annual Spring Conference, pp. 972~975.

(6) Department of Defence, 2019, Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, MIL-STD-810H.

(7) U. S. Department of Commerce, 1993, Development of Laboratory Vibration Test Schedules, ITOP1-1-050.



Jae-sang Cho is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received M.S. degree from Sogang University. His research interests are shock/vibration and noise.

인텐시티 맵의 패턴과 피드백 및 피드포워드 제어 성능간의 상관관계 분석

Correlation Analysis between Intensity Map Pattern and Feedback and Feedforward Control Performance

구 정 모* · 이 준 우* · 정 의 봉** · 홍 진 숙†

Jeong-Mo Ku*, Jun-Woo Lee*, Weui-Bong Jeong** and Chinsuk Hong†

(Received February 21, 2020 ; Revised March 25, 2020 ; Accepted May 13, 2020)

Key Words : Active Vibration Control(능동 진동 제어), Intensity Map Pattern(인텐시티 맵 패턴), Feedback Control(피드백 제어), Feedforward Control(피드포워드 제어), Optimization(최적화)

ABSTRACT

The intensity in structures provides varied information on structural dynamics. Thus, we utilized the intensity map to establish a novel approach to determine the active control source. We analyzed the control performance of active control systems applied on plates using the feedforward and feedback methods in terms of the structural intensity. The feedforward controller is designed in the frequency domain by minimizing the kinetic energy of the structure. The feedback control uses the direct velocity feedback method. The control gain of the feedback system was determined and used to obtain the best control performance, which is denoted by the total kinetic energy for the structure. Then, the variations in the intensity map patterns with the control strategies were analyzed to evaluate the correlations between the intensity flow and control performance. These correlations were investigated for all possible locations of the control forces over the entire structure. Consequently, it was confirmed that there is high correlation between the intensity flow and feedback control performance, and relatively higher correlation with respect to the feedforward control performance.

1. 서 론

현대 사회에서는 다양한 곳에서 회전기계를 사용하고 있고, 그 결과 많은 기계 장치에서 진동이 발생하고 있다. 시설물에서 발생한 진동은 내구성에 나쁜 영향을 준다. 차량에서 발생한 진동은 탑승자의 편안

함을 방해하고⁽¹⁾, 가전제품에서 발생하는 진동은 소음을 유발하고 삶의 질과 편안함을 하락시킨다⁽²⁾. 이를 피하기 위해 많은 사람들이 진동을 저감하고자 연구를 진행했다⁽³⁾.

다양한 선택지들 중 능동 제어는 시스템의 변화를 최소화하며 진동과 소음을 저감 할 수 있다. 기존 시스템의 효율을 유지할 수 있기 때문에 많은 분야들에 이

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Ulsan College, Professor
E-mail : cshong@uc.ac.kr

* Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Student

** Fellow Member, School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Professor

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

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

를 적용하기 위한 연구가 이루어졌다. 그 중 능동 진동 제어 분야에서도 다양한 액추에이터를 사용하고^(4,5), 다양한 제어 알고리즘을 이용해 제어 성능을 높이는 연구들이 진행되었다^(6,7).

능동 제어는 크게 피드백 제어와 피드포워드 제어로 나눌 수 있다. 피드백 제어는 시스템을 모를 때 사용하고, 피드포워드 제어는 시스템의 특성을 알 때 사용한다⁽⁸⁾. 그 중 Lee, J. W. et al.⁽⁹⁾은 피드백 제어 시스템에서 가진력이 방출한 에너지가 제어력으로 수렴하는 소스-싱크 관계가 있다는 것을 인텐시티 맵을 이용해 확인했다. 인텐시티 맵은 구조물 내부의 진동 인텐시티 값을 계산하여 요소별로 나타낸 그림으로, 에너지의 발생과 전달하는 경로를 관측할 수 있다.

이 논문에서는 피드백 시스템에서 인텐시티의 이동이 유체의 흐름과 유사하다는 점에 착안해서, 인텐시티가 보다 더 흐르기 쉬운 위치와 그렇지 않은 위치에 제어력이 배치되었을 때 시스템의 제어 성능을 비교하고 분석했다. 이를 위해 외란이 형성하는 인텐시티 맵을 기준으로 흐르기 쉬운 위치를 분석해 제어력의 위치를 선정하였으며, 이 위치에서 전체 구조물의 피드백 제어 성능에 대해 분석했다. 또한 같은 위치에서 피드포워드 시스템의 제어 성능을 함께 분석하여 두 제어 시스템 사이의 제어 성능의 유사성을 탐색하였다.

2. 이론적 배경

2.1 능동 제어기 설계

Fig. 1은 피드포워드 제어 시스템의 개략도를 나타내었다. 시스템의 응답 $v_t(j\omega)$ 는 외란 $v_p(j\omega)$ 와 제어력에 의한 속도 $v_s(j\omega)$ 의 합으로 나타난다.

$$v_t(j\omega) = v_p(j\omega) + v_s(j\omega) \tag{1}$$

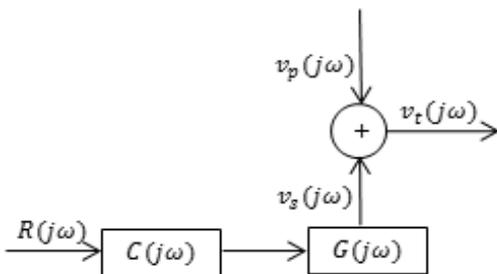


Fig. 1 Block diagram of the feedforward control system

제어력에 의한 응답은 참조 신호 $R(j\omega)$ 가 제어기 $C(j\omega)$ 와 플랜트 $G(j\omega)$ 를 거쳐 발생한다.

$$v_s(j\omega) = R(j\omega)C(j\omega)G(j\omega) \tag{2}$$

시스템의 비용함수를 시스템 응답의 파워로 정의하면, 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$J(j\omega) = v_t(j\omega)^H v_t(j\omega) \tag{3}$$

이 때, 상첨자 H 는 켈레 전치사이다.

시스템 비용함수는 제어기 $C(j\omega)$ 에 대해 이차 함수로 나타나고, 이를 최소로 만드는 최적의 제어기는 식 (4)와 같이 계산할 수 있다.

$$\frac{\partial J(j\omega)}{\partial C(j\omega)^H} = 0 \tag{4}$$

식 (1), 식 (3), 식 (4)를 정리하면, 최적의 피드포워드 제어기 $C_{opt}(j\omega)$ 는 식 (5)와 같이 계산할 수 있다.

$$C_{opt}(j\omega) = -\frac{G(j\omega)^H R(j\omega)^H v_p(j\omega)}{G(j\omega)^H R(j\omega)^H R(j\omega) G(j\omega)} \tag{5}$$

Fig. 2는 피드백 제어 시스템의 개략도를 나타내었다. 시스템의 응답은 식 (1)과 동일하게 외란과 제어력에 의해 발생한 속도의 합으로 나타난다. 하지만 피드백 루프를 통해 측정점의 속도가 제어 속도에 반영된다. 제어 속도 $v_s(j\omega)$ 는 식 (6)과 같다.

$$v_s(j\omega) = -h v_t(j\omega) G(j\omega) \tag{6}$$

여기서 h 는 제어 게인이다.

식 (1)과 식 (6)을 이용해 정리하면, 피드백 제어 시스템에서 게인에 따른 시스템의 응답 $v_t(j\omega)$ 은 식 (7)과 같이 나타난다.

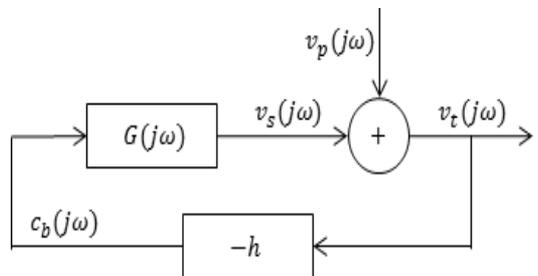


Fig. 2 Block diagram of the feedback control system

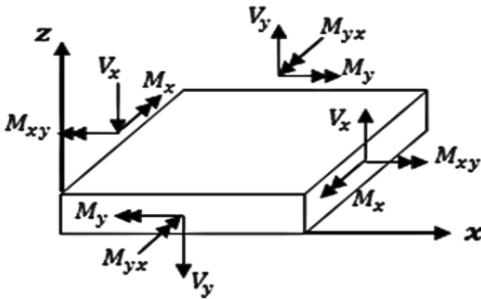
$$v_t(j\omega) = \frac{v_p(j\omega)}{1+hG(j\omega)} \tag{7}$$

2.2 인텐시티 계산법

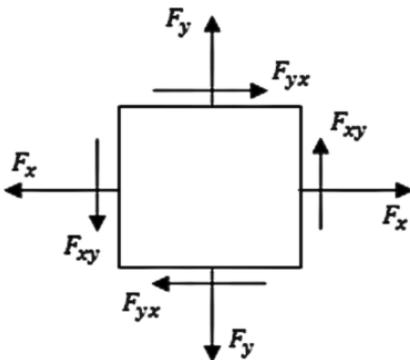
이 절에서는 정상 상태에서 진동 인텐시티를 계산하였다. 진동 인텐시티는 식 (8)과 같이 구조물에 작용하는 힘 $F(j\omega)$ 와 그 힘이 작용하는 방향의 속도 $v(j\omega)$ 의 곱으로 계산할 수 있다.

$$I_{steady}(j\omega) = \sum F(j\omega)v(j\omega) \tag{8}$$

구조물 내부의 인텐시티를 계산하기 위해 유한요소법을 통해 구조물의 내력과 속도를 계산했다. Fig. 3은 평판 요소에 작용하는 내력에 대해 나타냈다. 평판 요소의 내력은 out-of-plane에서 작용하는 plate element force와 in-plane에서 작용하는 membrane element force가 존재한다. 주파수별 인텐시티는 in-plane과 out-of-plane에서 각 방향의 내력과 속도 값의 곱으로 표현된다.



(a) Plate element forces



(b) Membrane element forces

Fig. 3 Free body diagram of the plate element

In-plane에서 발생하는 요소의 속도는 v_x 와 v_y 가 존재하며, out-of-plane에서 발생하는 속도는 $\dot{\theta}_x$ 와 $\dot{\theta}_y$, 그리고 v_z 가 존재한다. 각각의 속도와 내력을 같은 방향끼리 곱하면 평판 요소에 의한 인텐시티는 식 (9), 식 (10)과 같이 표현된다.

$$I_x = Re(-V_x v_z^* + M_x \dot{\theta}_y^* - M_{xy} \dot{\theta}_x^* - F_{yx} v_x^* - F_{xy} v_y^*) \tag{9}$$

$$I_y = Re(-V_y v_z^* + M_y \dot{\theta}_x^* - M_{yx} \dot{\theta}_y^* - F_{yx} v_y^* - F_{xy} v_x^*) \tag{10}$$

이때, F_x, F_y, F_{xy} 그리고 F_{yx} 는 요소의 축력이고, V_x 와 V_y 는 전단력, M_x, M_y, M_{xy} 그리고 M_{yx} 는 요소에 작용하는 모멘트를 나타낸다. v_x, v_y, v_z 는 요소의 x, y, z 방향 속도를, $\dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y$ 는 x, y 를 축으로 한 각속도를 나타낸다. Re 는 복소수의 실수 부분을 나타낸다. 상첨자 *는 켈레 복소수를 의미한다.

3. 제어력 위치별 제어 성능 분석

피드백 제어 시스템에서 제어력의 위치 변화에 따른 제어 성능 변화를 인텐시티의 유체 관계에 대응하여 분석했다. 외란의 위치가 고정되어 있을 때, 제어력의 위치가 인텐시티의 이동이 보다 원활하게 이루어질 수 있는 위치에 존재한다면 더 높은 제어 성능을 보일 것으로 예상하고 몇 가지 경우에 대해 분석을 진행했다. 또한 이를 바탕으로 피드포워드 제어 시스템의 제어 성능도 인텐시티 맵과의 연관성이 있는지를 분석하였다.

해석 모델은 평판 모델을 사용했고 가로 0.6 m, 세로 0.5 m, 두께 10 mm에 7850 kg/m³의 밀도와 210 GPa의 영률, 0.3의 푸아송 비를 사용하였다. 그리고 네 모서리에 6자유도 구속을 사용하여 고정하였다. 외란의 위치는 (0.08 m, 0.4 m) 지점에 임의로 배치하였다. 해석 모델의 고유진동수는 1차 공진에서 74.5 Hz, 2차 공진에서 149 Hz로 나타났다.

이 구조물에 대한 최적의 피드포워드 제어기는 식 (5)를 바탕으로 계산했다. 피드백 제어기의 경우 식 (7)을 이용해 제어력이 배치되는 위치마다 게인에 따른 시스템의 제어 성능을 먼저 분석하고, 여러 게인 중에서 구조물의 총 운동에너지를 최소화 하는 게인을 사용했다.

Fig. 4는 시스템의 1차 공진일 때 인텐시티 맵을 나

타내었다. 이 때 외란 작용점에서 인텐시티는 방사형으로 퍼져나온다. 요소의 끝단에서 반사된 인텐시티에 의해 평판의 오른쪽 아래에서는 경계선을 형성하고, 외란 근처에서는 각도별로 방사되는 인텐시티의 크기가 달라진다. 외란에서 오른쪽 아래 방향으로 에너지가 가장 많이 방사되고, 그 다음이 오른쪽, 그리고 아래쪽 순으로 나타난다. 그리고 외란으로 멀어질수록 인텐시티의 크기가 작아진다. 이를 바탕으로 1차 공진에서는 외란과의 거리에 따른 제어 성능과, 외란과 이루는 각도에 따른 운동 에너지의 감소량을 dB로 나타내어 분석했다.

Fig. 5는 피드백 제어 시 전체 구조물의 제어 성능을 나타내었다. Fig. 5를 살펴보면 앞서 언급한대로 싱크가 소스에 가까워질수록 제어 성능이 높아지는

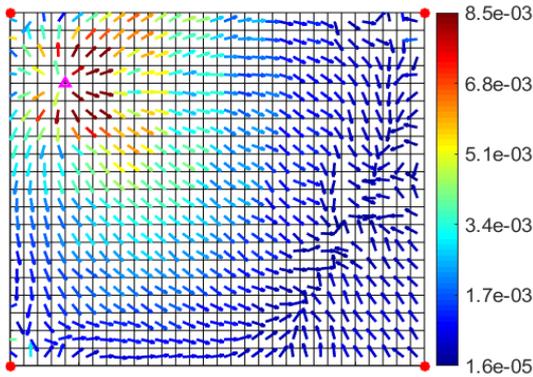


Fig. 4 Intensity map of 1st resonance

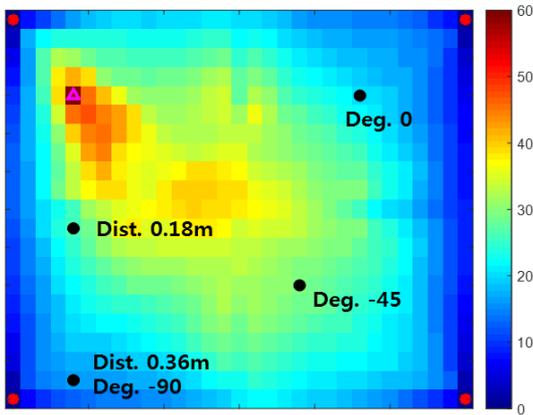


Fig. 5 Control performance of the plate of feedback control system in 1st resonance (74.5 Hz). The control performance is denoted by the reduction of kinetic energy in dB

것을 확인 할 수 있다. 제어력의 위치가 외란에 가까워질수록 외란에서 방출된 인텐시티가 구조물로 퍼지지 않고 싱크로 수렴하여 에너지가 구조물로 전달되지 않고 구조물 전체의 에너지를 낮추는 데 기여하게 된다. 일반적으로 피드백 제어 시스템에 많이 선정되는 최대 변위 위치(구조물의 가운데)와 비교했을 때 소스에 더 가까울수록 더 높은 제어 성능을 가진다. 또한 인텐시티가 가장 많이 방사되는 오른쪽 아래방향(-45°)의 경우 다른 방향과 비교하면 더 높은 제어 성능을 가진다. 그리고 피드백 제어 시 구조물의 가장자리에서 낮은 제어 성능을 가진다. 이는 속도를 피드백 하는 제어 시스템 특성상 속도가 작은

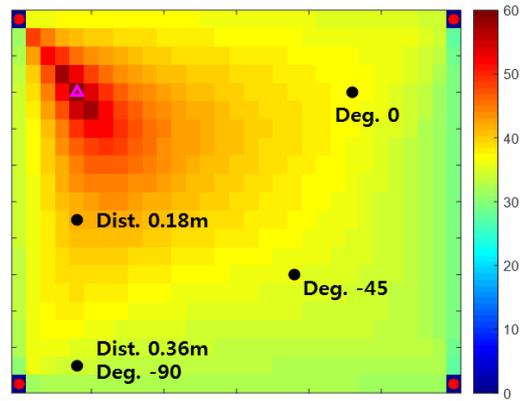


Fig. 6 Control performance of the plate of the feedforward control system at the 1st resonance (74.5 Hz). The control performance is denoted by the reduction of kinetic energy in dB

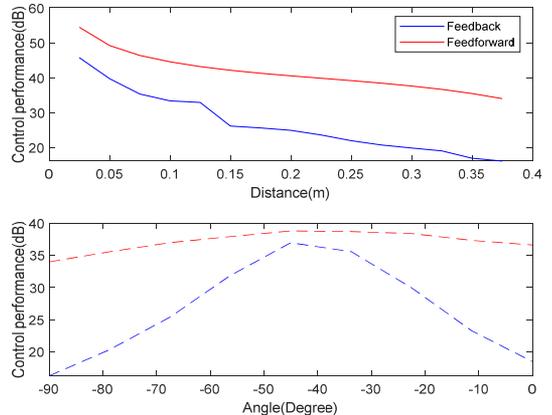


Fig. 7 Variation of the control performance with the distance and the angle at the 1st resonance (74.5 Hz)

지점에서 피드백 제어를 적용하면 높은 계인을 필요로 하고, 이는 전체 주파수 관점에서 시스템의 제어 성능에 악영향을 미치기 때문이다.

Fig. 6의 경우 피드포워드 제어 시스템의 전체 구조물 제어 성능을 나타내었다. 이 경우 피드백과 다른 두 가지 특징을 확인할 수 있는데, 첫째로 인텐시티가 강한 방향으로 높은 제어 성능이 나타나던 피드백 시스템과는 다르게 에너지 소스에 대칭적으로 제어 성능이 분포하는 것을 확인할 수 있다.

또한 피드백 제어 시에는 구조물의 응답이 작은 곳에서 낮은 제어 성능을 나타내는데, 피드포워드 제어 시스템의 경우 고정단을 제외한 임의의 위치에 제어력이 배치되어도 약 30 dB 이상의 제어 성능을 가지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 1차 공진에서 제어력의 거리 및 각도 별 피드백 및 피드포워드 제어 성능을 나타내었다. 두 제어 시스템 모두 앞서 분석한 대로 소스-싱크 간의 거리가 멀어질수록 제어 성능이 낮아지는 것을 확인할 수 있다. 각도 별 제어 성능에서도 앞서 분석한 것과 같은 결과를 얻을 수 있는데, 제어력이 외란의 아래쪽인 -90° 에 위치하는 경우 가장 낮은 인텐시티 방사율을 보이고 가장 낮은 제어 성능을 가진다. 제어력이 외란의 대각선 아래 방향에 가까워질수록 높은 인텐시티 방사율에 의해 제어 성능이 높아지다가, 제어력이 외란의 오른쪽인 0° 방향에 가까워질수록 다시 제어 성능이 낮아진다. 제어력이 -90° 에 배치된 경우와 0° 에 배치된 경우를 비교하면 앞서 Fig. 4에서 분석했던 대로 오른쪽으로 방사되는 인텐시티가 더 많으므로, 같은 거리임에도 오른쪽에 배치되었을

때 더 높은 제어 성능을 가진다. 또한 피드포워드 제어 시스템은 피드백 시스템과 비교했을 때 항상 더 높은 제어 성능을 발휘한다. 1차 모드에서는 피드포워드의 제어 성능이 전체적으로 높기 때문에 차이가 크지 않지만, 각도와 거리에도 영향을 받는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 피드백 제어 성능과 피드포워드 제어 성능 간의 상관관계를 그래프로 나타내었다. 두 제어 성능 간에는 $R=0.75$ 의 상관계수를 가지는 것을 확인하였다. 상관계수를 낮추는 원인으로는 외란 작용점 주변과 인텐시티가 약하지만 피드포워드 제어 성능이 높은 구조물의 왼쪽 윗부분에서 두 제어 성능이 많이 차이 나기 때문인 것을 확인할 수 있었다.

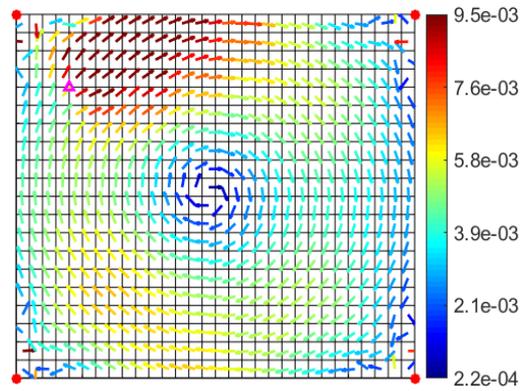


Fig. 9 Intensity map of the plate at the 2nd resonance (149 Hz)

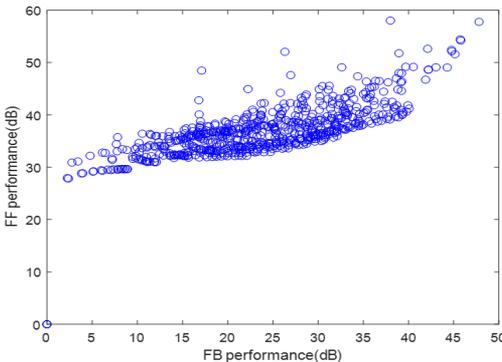


Fig. 8 Correlation between feedback control and feed-forward control performance at the 1st resonance (74.5 Hz)

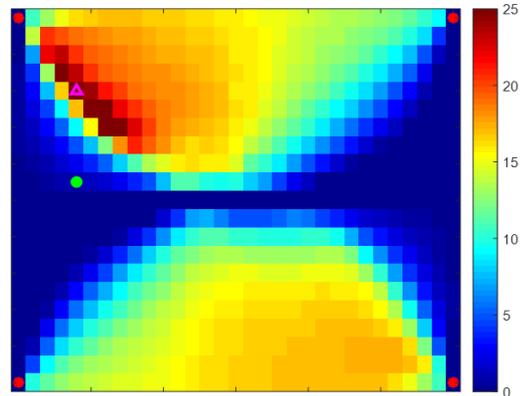


Fig. 10 Control performance of the plate of the feedback control system at the 2nd resonance (149 Hz). The control performance is denoted by the reduction of kinetic energy in dB

Fig. 9은 2차 공진의 인텐시티 맵을 나타내었다. 2차 공진의 경우, 원형으로 회전하는 형태의 인텐시티 맵을 가진다. 외란에서 인텐시티가 시계방향으로 방사되며, 평판의 가운데를 제외한 구조물의 전체에 고른 크기의 인텐시티가 분포되어 있다. 2차 공진의 경우 인텐시티가 회전함에 따라 방향성이 있으므로, 1차 공진과 다르게 외란과의 거리를 정의할 때 물리적 거리뿐만 아니라 가운데를 기준으로 외란과 이루는 각도 또한 중요한 요인이 된다.

Fig. 10은 2차 공진에서 피드백 제어 시 제어력이 배치되는 위치별 제어 성능을 나타내었다. Fig. 10을 살펴보면 앞서의 분석을 반영한 싱크 위치별 제어 성

능을 확인할 수 있다. 1차 공진때와 마찬가지로, 싱크의 위치가 소스의 위치에서 멀어질수록 제어 성능이 낮아지는 것을 확인하였다. 또한 외란과 이루는 각도 또한 중요하기 때문에, 연두색 마커로 표시된 것처럼 인텐시티의 역방향에 배치되는 경우 소스와의 물리적인 거리는 가깝지만 각도가 360°에 가까워지게 되어 제어 성능이 극도로 나빠져 제어 후 운동에너지의 감소 폭이 크게 줄어든다. 또한 인텐시티의 크기가 거의 없는 가운데 지점의 경우 외란에서 제어력으로 에너지가 전달되지 못하여 피드백 제어에 의한 제어 성능이 없다. 그리고 시스템의 노달 포인트 및 속도가 작은 지점에서 제어 성능이 거의 나타나지 않는 것을 확인할 수 있다.

종합해보면 1차 공진과 동일하게 소스와의 거리가 가깝고, 인텐시티가 흐르기 쉬운 곳에 싱크가 위치할수록 더 높은 피드백 제어성능을 나타내는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 11에 나타난 2차 공진에서 시스템의 피드포워드 제어 성능 분포는 피드백 시스템에 대해 분석했을 때와 유사하게 나타났다. 하지만 피드백 시스템에 비해 노달 포인트 및 속도가 작은 지점에서의 제어 성능이 조금 더 높게 나타나고, 파워가 흐르는 방향의 역방향에 존재할 때 제어 성능의 하락도 피드백 시스템에 비해 작게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 12는 2차 공진에서 피드백 제어 성능과 피드포워드 제어 성능간의 상관관계를 그래프로 나타내었다. 두 제어 성능 간에는 $R=0.91$ 의 높은 상관계수를 가지는 것을 확인하였다. 1차 공진과는 다르게 두 제어 전략 모두 유사한 성능 분포를 가지고 있어 상관관계가 높게 나타났다. 상관계수를 낮추는 원인은 시스템의 노달 포인트 등 속도가 낮은 지점에서 피드포워드와 피드백 제어 성능이 많이 차이 나는 지점들이 존재하기 때문이다.

4. 결 론

이 연구를 통해 인텐시티 맵을 바탕으로 피드백 및 피드포워드 제어 시스템의 제어 성능에 대해 분석했다. 피드백 제어의 경우 외란과 제어력의 소스-싱크 관계가 유체와 비슷하다는 가정 하에 분석을 진행하였고, 다음 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 피드백 제어 시스템의 제어 성능 분포는 외란에서 방출된 인텐시티의 패턴과 밀접한 연관이 있으

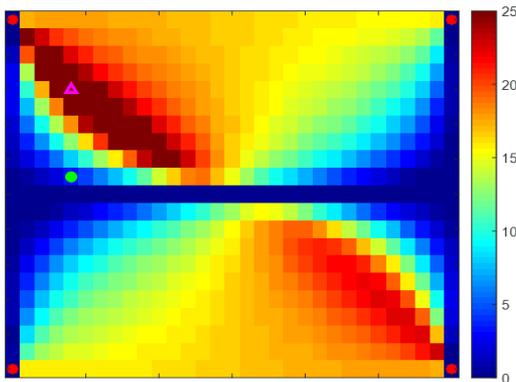


Fig. 11 Control performance of the plate of the feed-forward control system at the 2nd resonance (149 Hz). The control performance is denoted by the reduction of kinetic energy in dB

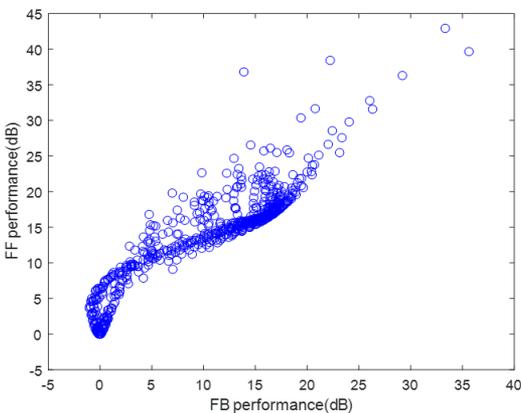


Fig. 12 Correlation between the feedback control and the feedforward control performance at the 2nd resonance (149 Hz)

며, 인텐시티 방사율이 높은 방향 및 지점에서 더 높은 제어 성능을 가지는 것을 확인했다.

(2) 피드포워드 제어 시스템의 경우 1차 공진에서는 비교적 약한 유사성을 보인다. 하지만 2차 공진에서는 인텐시티 맵과 높은 연관성이 있는 제어 성능 분포를 가지는 것을 확인했다.

(3) 피드백과 피드포워드 제어 성능 분포 간에는 일정한 상관관계를 가지는 것을 확인할 수 있다. 두 제어 방법은 유사한 제어 성능 분포를 가지지만, 시스템의 노달 포인트나 외란 근처 등의 지점에서는 제어 성능이 정비례 하지 않는 것을 확인했다.

이러한 분석을 통해 제어 시스템의 성능을 인텐시티 맵을 통해서 예측하고 최적의 위치에 액추에이터를 배치할 수 있음을 확인했다. 이 연구는 단일 외란에 대해 연구를 진행하였는데, 다양한 형태의 외란에 대해 인텐시티 맵을 계산할 수 있는 연구를 진행할 예정이다.

References

(1) Park, D. K., Jeong, W. B., Song, J. T., Park, J. H., Park, J. P. and Ahn, S. J., 2018, Evaluation on Health Effect of Military Vehicle Driver Exposed to Vibration on Cross-country Road on Compliance with ISO 2631-1, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 1, pp. 23~30.

(2) Kong, K. S., Jeong, W. B., Kim, T. H., Shin, D. S. and Ahn, S. J., 2016, Psychoacoustical Study for Sound Quality Index of Steady State Noise of Refrigerators, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 5, pp. 536~545.

(3) Wrona, S. and Pawelczyk, M., 2014, Active Reduction of Device Multi-tonal Noise by Controlling Vibration of Multiple Walls of the Device Casing, 19th International Conference on Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), pp. 687~692.

(4) Xu, Y., Li, Z. and Guo, K., 2018, Active Vibration Robust Control for FGM Beams with Piezoelectric Layers, Structural Engineering and Mechanics, Vol. 67, No. 1, pp. 33~43.

(5) Wang, W. and Thomas, P. J., 2017, Low-frequency Active Noise Control of an Underwater Large-scale Structure with Distributed Giant Magnetostrictive Actuators, Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 263,

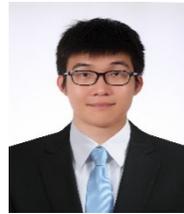
pp. 113~121.

(6) Thai, N., Wu, X., Na, J., Guo, Y., Trung Tin, N. T. and Le, P. X., 2017, Adaptive Variable Step-size Neural Controller for Nonlinear Feedback Active Noise Control Systems, Applied Acoustics, Vol. 116, pp. 337~347.

(7) Wu, L., Qiu, X., Burnett, I. S. and Guo, Y., 2018, Decoupling Feedforward and Feedback Structures in Hybrid Active Noise Control Systems for Uncorrelated Narrowband Disturbances, Journal of Sound and Vibration, Vol. 350, pp. 1~10.

(8) Fuller, C. R., Nelson, P. A., and Elliott, S. J., 1996, Active Control of Vibration, Academic Press.

(9) Lee, J. W., Jeong, W. B. and Hong, C., 2016, Analysis for Active Vibration Control Performance of Plate Using a Vibration Intensity, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 154.



Jeong-Mo Ku received B.S. degrees from Pusan National University in 2015 and M.S. degrees from Pusan National University in 2017. He is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University.

He especially is interested in active noise control.



Junwoo Lee received B.S. degrees from Pusan National University in 2015 and M.S. degrees from Pusan National University in 2017. He is currently majoring in noise and vibration and health care in Pusan National University.

He especially is interested in signal processing of the medical system.



Weuibong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo

Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustic-structure interactions.



Chinsuk Hong received B.S. in mechanical engineering and an M.S. in dynamic and vibration from Youngnam University, Korea, in 1988 and 1991, respectively. He worked for the Naval System Development Center in Agency Defense Development (ADD), Korea, for 12 years from 1991. He then joined the Institute of Sound and Vibration Research (ISVR), University of Southampton, UK, in 2003, to pursue his

Ph.D. He received the Ph.D. in sound and vibration, in 2005, He was then with ISVR as a research fellow until 2006, and was a research professor for 3 years at Pusan National University. He is currently a professor at School of Mechanical Engineering, Ulsan College since 2009. His research interests include active noise and vibration control, flow-induced noise and underwater shock response analysis.

NVH 시뮬레이터 기반 흡기 소음 시뮬레이션에 관한 연구

Intake Noise Simulation based on a Noise, Vibration and Harshness Simulator

한 규 빈* · 국 형 석†
Gyu-Been Han* and Hyung-Seok Kook†

(Received March 3, 2020 ; Revised June 3, 2020 ; Accepted June 16, 2020)

Key Words : Engine Noise Simulation(엔진 노이즈 시뮬레이션), Intake Manifold Design(흡기 매니폴드 설계), Room Acoustics(공간 음향), Transfer-Matrix Method(전달행렬 방법), Sound Quality(음질)

ABSTRACT

Noise, vibration, and harshness (NVH) simulators enable the subjective evaluation of vehicle interior noise and improvement of the NVH performance. To achieve a powerful and sporty engine sound, several original equipment manufacturers of automobile parts introduce the engine intake noise into the vehicle cabin through pipe systems that reinforce the low-frequency engine noise components. The present study proposes an intake-noise module that simulates an intake-noise reinforcing system and can be integrated with the previously developed NVH simulator. The intake-noise simulation module is based on the intake noise source model, pipe system model, and room impulse response model. The pipe system is modeled by the transfer-matrix method (TMM), and the room impulse response is modeled using the image-source method. The intake noise source is time variant because the noise source depends on the rotational speed of the engine and the crankshaft angle. TMM is also time variant because the noise propagation characteristics in TMM vary with the throttle valve angle. Intake noise source and TMM are designed in the frequency domain. In two cases of intake-noise reinforcing system, the loudness and sharpness (which are known to be correlated with a sporty engine noise) are calculated for the simulated data. The developed NVH simulator can assist the design of intake-noise reinforcing systems that reach the targeted sound quality.

1. 서 론

가상 운전 시뮬레이터는 초보 운전자의 잠재적인 운전 행동 분석, 고령자의 운전 수행 능력 평가 및 훈련, 무인 차량의 원격 조종성 연구, 안개 도로의 가변제한속도 준수 분석 등 다양한 분야에서 활용되고 있다^(1~4).

가상 운전 시뮬레이터는 차량의 NVH 개발에도 이용되고 있는데, 차량의 실내/실외 소음을 운전 상황에 맞게 시뮬레이션하고 운전자가 느끼는 감성적인 영향을 주관적으로 평가하기 위해 NVH 시뮬레이터를 개발하는 추세이다. 그 예로, 실내 음질을 향상시키기 위한 흡음재의 최적 디자인을 위한 연구와 안전을 향상시키기 위한 경고음, 지시음 개발에 NVH 시뮬레이

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

‡ Recommended by Editor Jin Woo Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

터를 활용하기도 한다^(5,6).

이러한 NVH 시뮬레이터는 Brüel & Kjaer사, Head Acoustics사 등 NVH 관련 대부분의 업체에서 개발하여 상용화하고 있다. 각 업체에서 개발한 NVH 시뮬레이터는 약간의 차이는 있으나, 차량 실내음의 기본 요소인 엔진 소음, 바람 소리, 노면 소음을 개별적으로 재현한 것을 합하여 최종적인 실내음으로 합성하며, 바람 소리와 노면 소음을 재현하기 위해 룩업 테이블(look-up table) 방식을 채택한다. 룩업 테이블 방식은 여러 주행 상황에서 미리 녹음한 소음을 웨이브 파일 형태로 저장해두고 해당하는 주행 상황의 웨이브 파일을 찾아 재현하는 방식이다.

이 방식의 단점은 소음의 자연스러운 재현을 위해 많은 조건에서의 실험이 필요해 많은 시험 시간과 큰 데이터 용량을 요구한다. 상용 NVH 시뮬레이터는 새로운 어플리케이션의 적용에 필요한 커스터마이징이 어려운 단점이 있어 이 연구는 자체 개발한 NVH 시뮬레이터에 기반하여 수행했으며, 자체 개발한 NVH 시뮬레이터는 룩업 테이블에 기반한 소음 재현 방식을 따르지 않고 자기회귀 모형(autoressive model)을 이용한 노면 소음과 바람 소리 재현 방법을 따르고 있으며, Simulink[®]에 구현했다⁽⁷⁾.

이 연구에서는 엔진의 흡기 소음을 실내로 유입하여 엔진 소음의 저주파수 성분을 강화하는데 사용하는 장치의 소음을 실시간 시뮬레이션 할 수 있는 모듈을 개발했다. 흡기 소음에 관한 기존 연구는 주로 음질 개선이 아닌 소음 저감에 중점을 두었다^(8,9). 이 연구에서 개발된 흡기 소음 시뮬레이션 모듈은 기존의 NVH 시뮬레이터에 탑재하여 사용가능하여 흡기 소음의 음질 개선 연구에 이용할 수 있도록 했다.

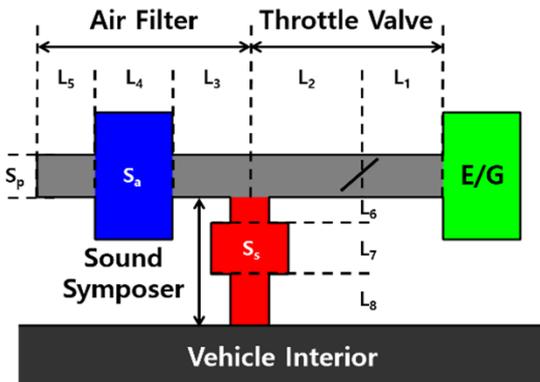


Fig. 1 Schematic of the whole intake pipe system

흡기 소음의 실내 유입을 이용한 엔진 소음 강화 장치는 완성차 업체에 따라 명칭이 다르다. 포르쉐는 sound symposer, 폭스바겐은 soundaktor로 칭하고 있으며, 이 논문에서는 이 장치를 사운드 심포저로 칭했다. 흡기 소음은 일반적으로 엔진에서 발생해 쓰로틀 밸브를 거쳐 에어 필터를 통해 외부로 방출되어 실내로 유입된다. 하지만 사운드 심포저의 일반적인 방식은 Fig. 1과 같이 쓰로틀 밸브와 에어 필터 사이에 차실로 연결되는 곁가지 파이프를 이용해 엔진의 흡기 소음을 차실로 직접 전달하는 방식이다. 곁가지 (Fig. 1의 L6, L7, L8)로 부착되는 파이프에는 멤브레인 막이 있어(Fig. 1의 L7 파이프 위치) 곁가지로의 공기 흐름은 차단되며 소리만 전달된다.

사운드 심포저를 통해서 실내로 유입되는 엔진 흡기 소음의 실시간 재현을 위한 모델링을 2장에서 설명하고, 흡기 소음을 Simulink[®]에서 모듈로 구현한 과정을 3장에서 설명한다. 그리고 사운드 심포저 디자인에 따른 실내 소음의 변화를 4장에서 비교하여 설명한다.

흡기 소음의 음원 모델링을 2.1절에서 설명하며, 사운드 심포저를 구성하는 파이프를 통한 파동의 전달 과정 모델링을 2.2절에서, 마지막으로 차실로 유입되는 흡기 소음의 전파 과정에 대한 모델링 과정을 2.3절에서 설명한다.

2. 흡기 소음 모델링

2.1 흡기 소음 음원 모델링

흡기 소음은 흡기 밸브의 개폐로 인한 압력 변화에 따라 발생하는 소음이다. 이 연구에서는 Harrison, M. F. et al.⁽¹⁰⁾이 제안한 흡기 소음 모델을 사용했으며, 이를 요약하면 다음과 같다.

흡기 소음 음원을 나타내는 음향 회로 모델을 Fig. 2에 나타냈다. 그림에서 V_s 는 엔진 실린더에서 피스톤이

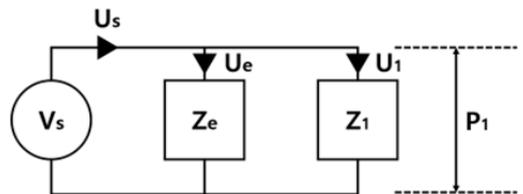


Fig. 2 Acoustic circuit model for the intake noise source and pipe system

움직이면서 발생하는 실린더 내부 부피의 변화로 인한 체적 속도 음원을 의미하며, U_s 는 음원의 체적 속도이다. Z_e 는 비음향 음원 임피던스(specific acoustic source impedance)를 나타낸다. 그리고 Z_1 은 비음향 부하 임피던스를 의미한다. 여기서 음원과 관련하여 식 (1)처럼 나타낼 수 있다.

$$P_1 = Z_e U_e = Z_1 U_1 \tag{1a}$$

$$U_e = U_s - U_1 = P_1 / Z_e \tag{1b}$$

여기서, P_1 은 흡기 소음의 압력이다. 음원의 임피던스인 Z_e 가 크기 때문에 U_e 는 매우 작아져 0으로 볼 수 있다. U_s 는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$U_s = dV_d/dt \times S_v / S_1 \tag{2}$$

여기서, V_d 는 실린더의 변화하는 내부 부피, S_v 는 흡기 밸브 아래의 순간 유동 면적, S_1 은 흡기 파이프의 단면적이다. 즉, 흡기 소음 음원의 체적 속도는 시간에 따라 변화하는 흡기 밸브를 통과하는 유체의 체적 속도와 같다. Z_1 을 구하기 위해서 우선 파이프 내에서 소리의 전파가 1차원적이며, 선형성을 갖고 있는 평면파라고 가정한다. 플랜지가 없는 파이프에서 비음향 부하 임피던스 비(ratio)인 ζ_1 을 고려한 Z_1 은 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$Z_1 = \zeta_1 \rho_0 c_0 S_1 \tag{3a}$$

$$\zeta_1 = (1 + r_1) / (1 - r_1) \tag{3b}$$

$$r_1 = -Re^{i2k^*(x+l)} \tag{3c}$$

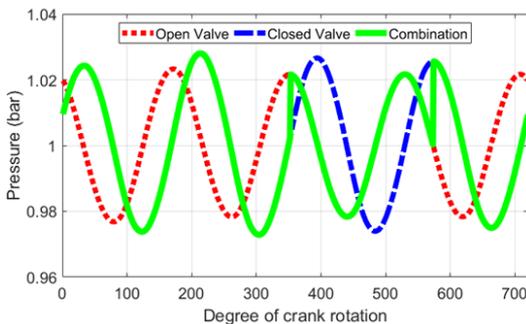


Fig. 3 Calculated intake port pressure at 1950 r/min. open valve (red points), closed valve (blue dash-dotted curve), resultant (green)

여기서, ρ_0 는 공기 밀도, c_0 는 음속, r_1 은 파이프 입구에서 봤을 때 파이프 끝에서의 반사 계수, R 은 마하수에 의해 결정되는 계수, k^* 는 마하 수와 점성-열(visco-thermal) 감쇠 효과를 고려한 파수, x 는 파이프 입구를 기준으로 r_1 을 계산하는 위치, 1은 끝 보정(end correction)이 포함된 파이프의 보정 길이이다^(11,12). 이때, 마하수는 파이프 내부의 평균 유량 속도를 의미한다. 이 연구에서는 Z_1 은 흡기 밸브가 열린 경우 ($Z_{1,open}$)와 닫힌 경우($Z_{1,closed}$), 두가지 경우에 대하여 각각 구한다. 4행정-1사이클 동안 흡기 밸브가 열린 경우에는 흡기 밸브가 열린 시간만의 평균 흡기 유량을 사용하고, 닫힌 경우에는 전체 기간에서의 평균 흡기 유량을 사용해 마하수를 구한다.

식 (1)에서 보이는 바와 같이 흡기 소음 압력도 $p_{1,open}$, $p_{1,closed}$, 두 개를 각각 구하게 된다. 최종적인 소음 압력 $p_{1,resulted}$ 은 흡기 밸브가 열리는 구간에서는 열린 밸브 상태의 흡기 소음 압력인 $p_{1,open}$ 의 값을 취하고 나머지 구간의 닫힌 구간에서는 $p_{1,closed}$ 의 값을 취해 결정한다. Fig. 3은 Ricardo E6 엔진의 실린더 한 개에 대해 엔진의 회전수가 1950 r/min일 때, $p_{1,open}$, $p_{1,closed}$ 그리고 최종적인 $p_{1,resulted}$ 를 계산한 결과이다.

2.2 전달행렬법

전달행렬법(TMM, transfer matrix method)은 파동의 투과와 반사 현상을 모델링하며, 대표적으로 자동차의 배기 머플러를 설계할 때 사용한다^(13,14). 이 연구에서는 사운드 심포저와 흡기 파이프 시스템을 모델링할 때 전달행렬법을 사용했다.

강직한 직선 파이프 내에서 평면파가 전파될 때, 입력단(i)과 출력단(o)에서의 평면파의 압력 p 와 유동 평균 속도 v 의 관계를 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(kL_p) & -i(\rho c / S_p) \sin(kL_p) \\ -i(S_p / \rho c) \sin(kL_p) & \cos(kL_p) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} p_o \\ v_o \end{bmatrix} \tag{4}$$

여기서, L_p 는 파이프의 길이, S_p 는 파이프의 단면적이다. 전체 파이프 시스템을 모델링하기 위해, Fig. 1에서 에어 필터 파이프는 사운드 심포저와 병렬로 연결된 결가지 파이프로 모델링했다. 사운드 심포저에서 바라본 에어 필터 파이프의 음향 입력 임피던스 Z_a 는 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Z_a = \frac{AZ_r + B}{CZ_r + D} \tag{5a}$$

$$Z_r = \rho_0 c / S_s \left(\frac{1}{4} (kR_p)^2 + j0.6(kR_p) \right) \tag{5b}$$

여기서, A, B, C, D는 중간의 확장관을 포함한 에어 필터 파이프의 4극자 상수, j 는 $j^2 = -1$ 인 복소수, R_p 는 흡기관 에어 필터 입구 파이프의 유효 반지름이다. Z_r 은 에어 필터 입구에서 외부를 바라봤을 때의 음향 방사 임피던스로 흡기관의 입구가 플랜지가 없는 경우로 가정했다.

엔진 흡기관에 존재하는 쓰로틀 밸브는 개폐 정도에 따라 파이프의 음향학적 특성에 영향을 미치는데, 쓰로틀 밸브는 식 (6)과 같이 모델링했다⁽¹⁵⁾.

$$R_E = R_p \sqrt{1 - \cos \alpha} \tag{6a}$$

$$L_E = 0.635 \times 2R_p \sin \alpha \tag{6b}$$

여기서, R_E 와 L_E 는 쓰로틀 밸브가 장착된 파이프의 유효 반경과 유효 길이이며, α 는 쓰로틀 밸브의 개폐

각도(닫힘 0°, 열림 90°)이다.

전체 시스템의 전달행렬은 개별 시스템의 전달행렬의 곱으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} p_i \\ v_i \end{bmatrix} = T_1 T_2 T_3 \begin{bmatrix} p_o \\ v_o \end{bmatrix} \tag{7}$$

여기서, T_1 은 쓰로틀 밸브가 장착된 파이프 시스템의 전달행렬, T_2 는 에어 필터 파이프 시스템의 전달행렬, T_3 는 사운드 심포저 시스템의 전달행렬이다. T_1 과 T_3 는 식 (4)의 직렬 곱으로 나타내지만, 에어 필터 파이프 시스템은 병렬로 연결된 것으로 간주했기 때문에 T_2 는 식 (8)과 같이 계산한다.

$$T_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_u & 1 \end{bmatrix} \tag{8}$$

전체 파이프 시스템의 투과손실은 식 (9)와 같이 구할 수 있다.

$$TL(\text{dB}) = 10 \log_{10} \left[\frac{1}{4} \left| A_t + \frac{S_p B_t}{\rho c} + \frac{\rho c C_t}{S_p} + D_t \right|^2 \right] \tag{9}$$

여기서, A_t, B_t, C_t, D_t 는 전체 시스템의 전달행렬의 4극자 상수이다.

이 연구에서는 흡기 파이프 시스템과 사운드 심포저의 제원을 Table 1과 같이 가정했다. 사운드 심포저의 크기에 따라 경우를 나누었으며, case 2는 case 1에 비해 사운드 심포저의 부피를 2배 키운 것이다. case 1에 대하여 개폐 각도에 따른 투과손실을 Fig. 4에 나타냈다. 쓰로틀 밸브가 열려있을 때(90°) 경우 1

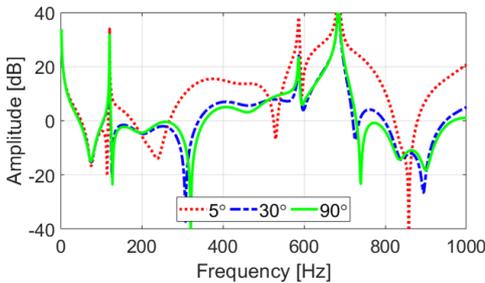


Fig. 4 Transmission loss of the intake system in case 1 of Table 1. Throttle angle 5°(red points), 30° (blue dash-dotted curve) and 90°(green)

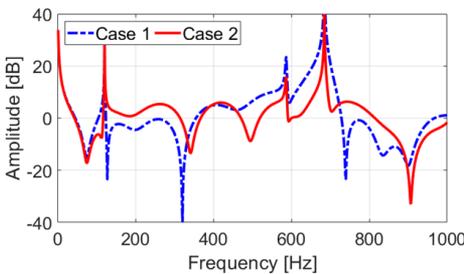


Fig. 5 Transmission loss of sound symposer in case 1 (red points) and case 2 (blue)

Table 1 Dimensions of the considered pipe system

Specifications	Case 1	Case 2
L1 (m)	0.25	
S _p (mm ²)	272.25	
L2 (m)	0.30	
L3 (m)	0.25	
L4 (m)	0.15	
L5 (m)	0.30	
S _a (mm ²)	2450.3	
L6 (m)	0.20	
L7 (m)	0.125	0.25
S _s (mm ²)	1089	
L8 (m)	0.325	0.20

과 경우 2의 투과손실을 Fig. 5에 보였다.

2.3 Room Acoustics

차실 내부로 유입된 흡기 소음이 운전자의 귀 위치로 전달되는 과정은 시험 데이터 또는 수치해석 결과를 이용해 모델링할 수 있다. 이 연구에서는 수치해석 방법 중에서 가장 간단한 방법 중 하나인 이미지-소스 방법(ISM, image-source method)을 이용했다⁽¹⁶⁾. 이미지-소스 방법은 음원이 경계면에서 반사되어 수음점으로 전달되는 경로를 경계면 반대편의 이미지-소스에서 수음점으로 직접 전달되는 경로로 처리한다. 차실 내부의 공간적 경계면의 반사 계수를 고려한 Schroeder⁽¹⁷⁾의 에너지 감쇠예측방법을 이용해 공간 임펄스 응답(RIR: room impulse response)을 구현했

다. 이 연구에서는 차실 내부의 제원을 직육면체로 가정하여 구한 공간 임펄스 응답을 Fig. 6에 나타냈다.

3. 흡기 소음 시뮬레이션 구현

2장에서 모델링한 흡기 소음을 운전 상황에 맞게 실시간으로 재현 가능하도록 Simulink[®]에서 구현하였다. 선행 연구에서 개발되고 Simulink[®]로 구현한 NVH 시뮬레이터는 블록 프로세싱(block processing)기반이다. 한 블록당 2048개의 신호 데이터를 16 Hz의 빈도로 계산하여, 결과적으로 32 768 Hz의 신호를 재현한다.

이 연구에서 개발한 흡기 소음 모듈의 계산 과정을 Fig. 7에 블록 다이어그램으로 나타냈다. 2장에서 설명한 바와 같이 흡기 소음 모듈은 시간 영역에서만 계산될 수 없고 Z_s 와 전달행렬과 같은 주파수 영역의 모델이 필요하다. 또한, Z_s 와 전달행렬은 시간에 따른 RPM의 변화와 스로틀 밸브의 각도의 변화 때문에 시간에 따라 변한다. 한 블록으로 설정된 1/16초 사이에도 변화가 있기 때문에 연이은 블록에서 재현된 신호 데이터가 부드럽게 연결되기 위해서 전후 블록의 RPM과 스로틀 밸브의 각도 변화를 고려해야 한다.

4. 시뮬레이션 결과

이 연구에서는 일정한 비율로 엔진 RPM이 증가하는데 따른 흡기 소음의 시뮬레이션 결과를 보기 위하여 가상 운전 시뮬레이터의 RPM 출력을 무시하고 WOT(wide open throttle)조건에서 1800 r/min에서 3800 r/min까지 초당 200 r/min씩 증가하는 RPM 시나리오에 기반하여 흡기 소음 시뮬레이션을 수행하였다.

선행 개발된 NVH 시뮬레이터에서 계산한 엔진 소음(베이스라인)의 스펙트로그램을 Fig. 8에 나타냈다. Table 1에 나타낸 case 1과 case 2의 사운드 심포저를 추가했을 때, 시뮬레이션된 실내 소음을 Fig. 9와 Fig. 10에 각각 나타냈다. Case 1, 2 모두 엔진의 점화 차수와 관련이 있는 100 Hz 부근 2800 r/min ~ 3600 r/min 영역에서 소음이 약 1 dB ~ 2 dB 강화된다. case 1에서 투과 손실이 0보다 작은 700 Hz ~ 800 Hz 구간,

Table 2 Sound quality index, listed by case

Sound quality index	Baseline	Case 1	Case 2
Loudness (Zwicker, Sone)	7.87	12.8	12.2
Sharpness (acum)	0.399	0.884	0.827

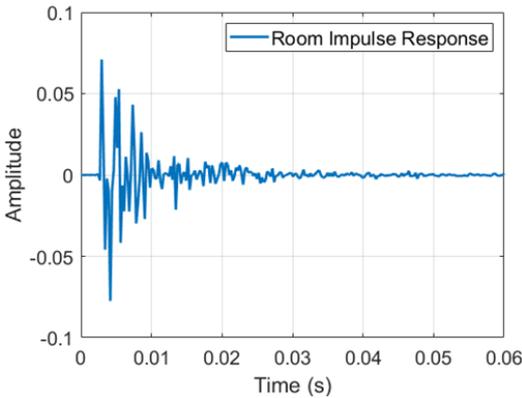


Fig. 6 Simulated room impulse response in the simplified vehicle interior model

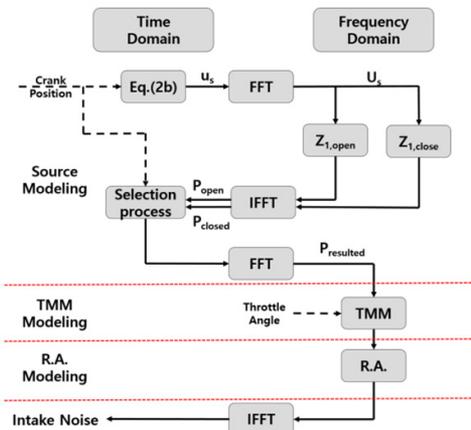


Fig. 7 Block diagram of overall process of the sound syntheser Simulink model

그리고 case 2는 470 Hz ~ 520 Hz 구간에서 소음이 강화된 것을 Fig. 9와 Fig. 10에서 표시한 원에서 확인할 수 있다. 따라서, 흡기 파이프 시스템 설계 변경에 따라서 원하는 주파수 대역의 소음 크기를 강화할 수 있음을 알 수 있다.

한 선행 연구에 따르면, 엔진의 스포티한 음질은 라우드니스(loudness)와 샤프니스(sharpness) 음질 인덱스와 관련 있는 것으로 드러났다⁽¹⁸⁾. 이때, 스포티

한 소음은 라우드니스의 양과 상관관계를 가지며, ‘강력’한 느낌은 샤프니스와 관련 있다고 보였다. 이 연구에서는 사운드 심포저의 목적을 확인하기 위해 시뮬레이션 전체 결과를 Artemis[®]를 이용해 Zwicker 계산법과 DIN 45692를 이용해 라우드니스와 샤프니스를 계산했다. 베이스라인과 case 1, case 2의 각각에 대하여 라우드니스와 샤프니스 음질 인덱스를 계산한 결과를 Table 2에 보였다. 사운드 심포저를 장착하면 사운드 심포저를 장착하지 않은 베이스라인에 비해 라우드니스와 샤프니스 모두 커지는 것을 확인할 수 있다. 이는 엔진 소음의 스포티한 느낌과 상관성이 높다고 볼 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 사운드 심포저 적용에 따른 실내 엔진 소음을 설계 단계에서 주관적으로 평가할 수 있도록, 선행 연구에서 개발된 Simulink[®] 기반의 NVH 시뮬레이터에 흡기 소음 모듈을 추가했다. 실시간으로 구현하여 다양한 운전 조건에 따른 소음 재현이 가능해졌다. 흡기 소음 모듈은 흡기 소음 음원 모델링, 전달행렬법을 이용한 전체 파이프 시스템 모델링, 이미지-소스 방법을 이용한 공간 임펄스 응답 모델링에 기반했다. 이 연구에서는 공간 임펄스 응답을 구하는 과정에서 단순한 직육면체 차실 내부 모델을 이용했지만, 실제 응용에서는 실제 차량의 형상을 이용한 유한요소해석을 사용하거나 실제 차량의 임펄스 응답 실험을 통해 보다 사실적인 공간 임펄스 응답을 구해서 사용하는 것이 시뮬레이션의 정확성을 높일 수 있다. 시뮬레이션 결과, 엔진 소음의 스포티한 느낌과 상관성이 높은 라우드니스와 샤프니스 같은 음질 인덱스가 사운드 심포저 디자인 변경에 따라 변하는 것을 확인할 수 있었다.

이 연구에서 개발한 사운드 심포저 모듈을 이용하여 엔진 소음의 주관적 평가에 사용할 수 있으며, 목표 음질 달성을 위한 파이프 시스템의 디자인 또는 개선에 이용할 수 있을 것으로 기대된다.

References

(1) Lee, S. R., Kim, J. H., Lee, N. Y. and Park, Y. S., 2013, The Potential Driving Behavior Analysis of

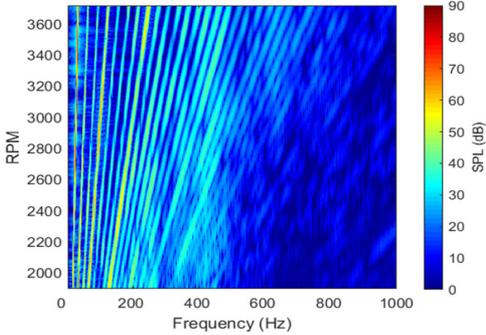


Fig. 8 Spectrogram of vehicle interior noise (baseline)

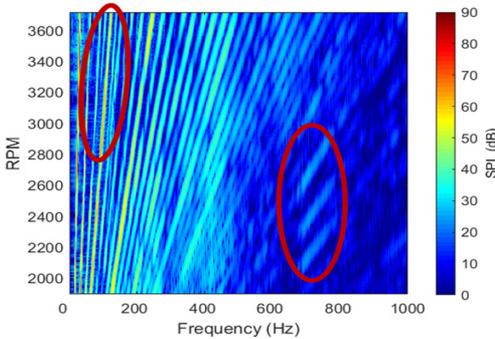


Fig. 9 Spectrogram of vehicle interior noise (case 1)

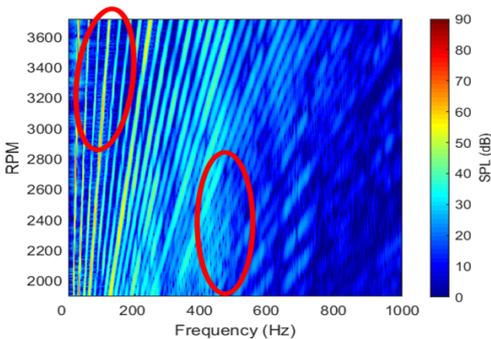


Fig. 10 Spectrogram of vehicle interior noise (case 2)

Novice Driver Using a Driving Simulator, Journal of the Korean Society of Civil Engineers, Vol. 33, No. 4, pp. 1591~1601.

(2) Han, S. W., 2016, Evaluation of the Driving Performance of Elderly People Using Virtual Driving Simulator, Journal of the Korea Entertainment Industry Association. Vol. 10, No. 1, pp. 95~101.

(3) Kim, S. W., Han, J. B. and Kim, S. S., 2016, Study on the Remote Controllability of Vision Based Unmanned Vehicle Using Virtual Unmanned Vehicle Driving Simulator, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers-A, Vol. 40, No. 5, pp. 525~530.

(4) Kim, S. L., Lee, S. K. and Kim, Y. S., 2017, An Analysis on Compliance of Variable Speed Limit under Foggy Conditions using Driving Simulator, The Journal of the Korea Institute of Intelligent Transport Systems, Vol. 16, No. 2, pp. 116~127.

(5) Lee, K. H., Back, J. S., An, K. H., Lee, S. K. and Kim, K. Y., 2019, Sound Quality Prediction of Interior Noise according to the Characteristics of Sound-absorbing Materials, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 5, pp. 584~591.

(6) Kim, J. W., Hwang, J. S. and Lee, J. H., 2018, Development of a Vehicle Noise Simulator Platform, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 73.

(7) Kook, H. S., Ih, K. D. and Kim, H. G., 2015, Modeling and Simulation of Road Noise by Using an Autoregressive Model, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 12, pp. 888~894.

(8) Kim, M. S., Kang, S. D. and Lee, J. W., 2006, Reduction of Intake Noise by Resonator Tuning, Proceedings of KSAE Annual Conference, pp. 1767~1772.

(9) Xu, C. C., Hong, Y. H. and Cho H. M., 2016, The Analysis for Noise Reduction of Air Intake System in Automotive Engine, Proceedings of the Korean Society for Precision Engineering Annual Autumn Conference, p. 168.

(10) Harrison, M. F. and Stanev, P. T., 2004, A

Linear Acoustic Model for Intake Wave Dynamics in IC Engines, Journal of Sound and Vibration, Vol. 269, No. 1-2, pp. 361~387.

(11) Davies, P. O. A. L., 1987, Plane Wave Reflection At Flow Intakes, Journal of Sound and Vibration, Vol. 115, No. 3, pp. 560~654.

(12) Davies P. O. A. L., 1988, Practical Flow Duct Acoustics, Journal of Sound and Vibration, Vol. 124, No. 1, pp. 91~115.

(13) Gerges, S. N. Y., Jordan, R., Thieme, F. A., Bento Coelho, J. L. and Arenas, J. P., 2005, Muffler Modeling by Transfer Matrix Method and Experimental Verification, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, Vol. 27, No. 2, pp. 132~140.

(14) Munjal, M. L., 1975, Velocity Ratio-cum-transfer Matrix Method for the Evaluation of a Muffler with Mean Flow, Journal of Sound and Vibration, Vol. 39, No. 1, pp. 105~119.

(15) Harrison, M. F., De Soto, I. and Unzueta, P. R., 2004, A Linear Acoustic Model for Multi-cylinder IC Engine Intake Manifolds Including the Effects of the Intake Throttle, Journal of Sound and Vibration, Vol. 278, No. 4-5, pp. 975~1011.

(16) Lehmann, E. A. and Johansson, A. M., 2008, Prediction of Energy Decay in Room Impulse Responses Simulated with an Image-source Model, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 124, No. 1, pp. 269~277.

(17) Schroder, M. R., 1965, New Method of Measuring Reverberation Time, The Journal of the Acoustic Society of America, Vol. 37, No. 6, pp. 409~402.

(18) Park, J. H., Kwon, G. H., Lee, S. I., Kim, Y. S. and Kang, Y. J., 2016, Design of Sporty Sound Quality Index by Regression Analysis, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 291~295.



Gyu-Been Han received his B.S. and M.S. degree in automotive engineering from Kookmin Univ. in 2018 and 2020. He is currently majoring in NVH in Kookmin University, Seoul.

노크센서를 이용한 비정상 엔진진동 측정 연구

A Study on Abnormal Engine Vibration Measurement using Knock Sensor

김 용 현* · 지 언 호* · 고 대 철†

Young Hyun Kim*, Un-Ho Ji* and Dae Cheol Ko†

(Received March 12, 2020 ; Revised May 06, 2020 ; Accepted May 06, 2020)

Key Words : Knock Sensor(노크센서), Accelerometer(가속도계) Analysis(분석), Fast Fourier Transform(고속 푸리에 변환), Engine Vibration(엔진 진동), Amplifier&Filter(앰프필터)

ABSTRACT

Accelerometers have been used to measure engine vibrations. However, this is costly, and it is difficult to set the measuring location. Therefore, a method using the knock sensor was studied. This has advantages based on its economic feasibility, along with the level of convenience and speed. However, the voltage output frequency range of the knock sensor is low, and it requires the use of the analytic method with time domain. Moreover, the simulation-engine and shaker are used for the test rather than for application to an actual vehicle. Additionally, most of the research methods were used for measuring the vibrations based on the RPM change under the normal engine vibration condition, and analyzing the input frequency order at the combustion chamber, which varies according to the crank axis angle. Consequently, there is a lack of research focusing on abnormal vibrations in the actual vehicle. Thus, this study aims to measure and analyze the abnormal vibrations due to defective power balance per cylinder, which has the highest frequency of failure in the actual vehicle engine, via the circuit designed with the knock sensor. Thus, an amplifier and filter circuit was designed, which can extend the low voltage output frequency of the knock sensor, and has an adequate filtering capacity. To create the defective power balance conditions, misfire circumstances were formed by sequentially blocking the fuel supplied to each cylinder of the quadruple cylinder engine. The vibration signals from the knock sensor passing through the designed circuit were measured using an oscilloscope. The values were saved and then subjected to fast Fourier transform, and the power spectral density was obtained. Finally, the results were studied via comparative analysis using normal vibration trends.

1. 서 론

엔진진동을 측정하기 위해 사용해온 가속도계의
대안으로 실제 엔진에 장착되어있는 노크 센서를 이

용한 방법이 연구 되었다⁽¹⁾. 이는 경제성과 편리성,
신속성에서 유리하지만 노크 센서가 가지는 전압 출
력 주파수 범위가 낮아 추가적인 time domain 등의
해석기법을 필요로 했다⁽²⁾. 또한 실험대상이 시뮬레이
션 엔진이거나⁽³⁾, 진동을 일으키는 장치(shaker)⁽⁴⁾를

† Corresponding Author ; Member, Korea Polytechnic Colleges, Professor
E-mail : topgun@kopo.ac.kr

* Korea Polytechnic Colleges, Professor

‡ Recommended by Editor Chan Jung Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

이용하여 RPM 변화에 따르는 진동을 측정하는 경우⁽⁵⁾와 같이 실제 차량이 아닌 대상의 실험이었고, 크랭크축 각도에 따라 변화하는 연소실 압력의 주파수 분석⁽⁶⁾ 등 정상진동 상황에서 실험이 이루어져 실제 차량에서 비정상 진동에 대한 연구가 부족했다. 한편, 엔진의 연소 불안정은 파워 밸런스의 불량으로 이어져 승차감 저하 및 배출가스과다로 이어지기 때문에 이에 대한 연구가 필요하다.

따라서 이 연구에서는 실제 차량 엔진에서 고장빈도가 가장 높은 실린더별 파워밸런스가 불량할 경우 발생하는 비정상 진동을 노크 센서와 설계한 회로를 통해 측정하고 분석하고자 한다. 이를 위하여 앞서 언급한 낮은 노크 센서의 전압출력 주파수 범위를 확장시키고 적절한 필터링을 할 수 있는 amplifier&filter 회로를 설계하였다. 파워밸런스 불량 상황을 만들기 위해 4기통 엔진의 각 실린더에 공급되는 연료를 순차적으로 차단하여 실화(misfire)를 조성하였고, 이때 노크 센서에서 출력되는 진동 신호를 설계된 회로를 거쳐 오실로스코프로 측정, 저장 후 FFT, PSD (power spectral densities) 변환 후 정상 진동의 경향과 비교 분석하여 고찰하였다.

2. 실험

2.1 실험내용 및 방법

노크 센서의 내부는 피에조 소자가 내장되어 노크와 비노크 상황에서 발생하는 엔진의 모든 진동을 감지하여 전압으로 출력한다(Fig. 1). 4기통 엔진 진동의 경우는 20 Hz ~ 40 Hz의 평균주파수 성분과 더불어 설계특성인 냉각팬 등의 각종 전장품 구동 진동의 유입으로 적게는 수 헤르츠, 많게는 수십 헤르츠의 고주파수 성분을 동시에 포함하고 있다. 이 중 엔진 ECU는 노크 센서를 통해 감지된 엔진의 진동 성분 중 노

킹이 발생하는 영역(ATDC 10° ~ 60°)인 knock window에서 특정 주파수(5 kHz ~ 10 kHz)를 대역 필터링(band pass filtering)한 신호를 이용해 노킹을 판정하고 점화시기를 지각하여 실린더 블럭을 보호하며, 그 외의 대부분의 주파수는 무시한다. 따라서 무시되는 엔진 진동 신호의 활용을 위해 이를 증폭하고 필터링할 수 있는 amplifier&filter 회로를 설계하였다(Fig. 2). 이를 실차의 노크 센서에 연결하고 성능 확인을 위해 장착하기 전/후 엔진의 진동을 측정하여 확인한다. 한편 내연기관 고장 원인은 점화플러그와 같은 소모품과 점화코일, 인젝터 등과 같은 점화 및 기계류의 불량 등으로 다양하지만, 증상은 비정상 진동으로 귀결된다. 문제의 부품이 장착된 해당 실린더의 파워 밸런스가 불량해지고 엔진 전체의 조화진동이 무너지기 때문이다. 따라서 비정상 진동에 대한 환경조성을 위해 공회전 상태에서 각 실린더에 공급되는 연료 인젝터 커넥터를 순차적 탈거하여 실화를 만들었다(Fig. 3). 연료공급이 차단된 엔진은 파워 밸런스가 무너져 비정상 진동을 일으켰으며, 정상 엔진 진동과의 비교를 통해 연료차단상태에서의 진동을 각각 4회 측정하여 오실로스코프로 측정 후 분석하였다.

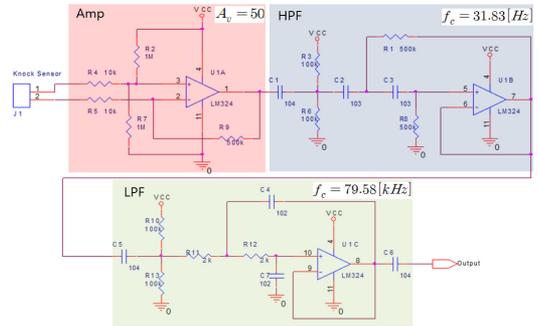


Fig. 2 Amplifier & filter design

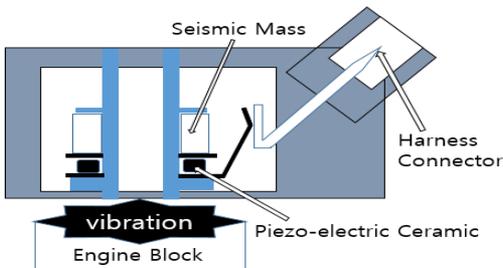


Fig. 1 Structure to a knock sensor

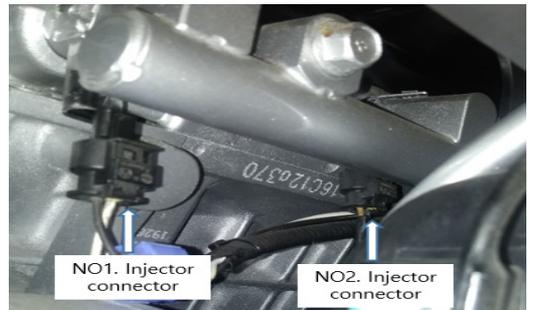


Fig. 3 Injector connector was removed.(NO1)

2.2 실험 차종 및 Amplifier&Filter 회로 분석

실험 대상 엔진은 아반떼 MD에 장착된 GDI 엔진 1600 CC으로 주행거리는 약 30 000 km이며 EMS (engine management system)와 노크 센서는 KEFICO 사의 제품으로 가솔린을 연료로 하며 엔진의 형식은 I-TYPE의 DOHC (double overhead camshaft)를 이용한다. 수냉식 기관으로 실린더는 4개이며 점화순서는 1, 3, 4, 2(실린더 기준)점화되는 방식을 사용하고 있다(Table 1). 노크 센서는 엔진의 블록에 장착되어 엔진의 진동을 측정한다(Fig. 4). 설계한 amplifier& filter회로는 증폭부와 필터부로 구성되어 있으며, 반복 실험을 통하여 이 연구에서 필요로 하는 엔진 진동 특성 신호를 획득하기 위해 튜닝과정을 거친 결과

증폭부의 전압 증폭도 $A_v = 50$ 으로 설계되었고, HPF의 차단주파수 $f_c = 31.83$ Hz로 LPF의 차단주파수 $f_c = 79.58$ Hz로 설계하여 실험 차량에 셋팅하였다 (Fig. 2, Fig. 5).

2.3 실험장치도

Fig. 6과 같이 공회전 상태에서 발생하는 엔진의 진동에 비례하여 노크 센서는 전압을 출력하고, 실차에 장착된 amplifier&filter 회로를 통과하게 된다. 회로 구동을 위해 사용한 power supply는 Digital사의 제품으로 회로구동을 위해 단전원 5v(+DC)로 설정하였다. 회로를 통과한 전압파형 분석을 위해 YOKOGAWA사의 DLM3024 2.5 GS/s 200 MHz의 오실로스코프를 이용해 측정, 기록하였다(Fig. 7). 이를 주파수 분석을 위해 txt로 변환 후 AcqKnowledge S/W(ver 3.9)를

Table 1 Test engine specifications

Engine type	I-DOHC
Firing sequence	1-3-4-2
Compression ratio	11 : 1
Bore(mm)	77
Stroke(mm)	85.44

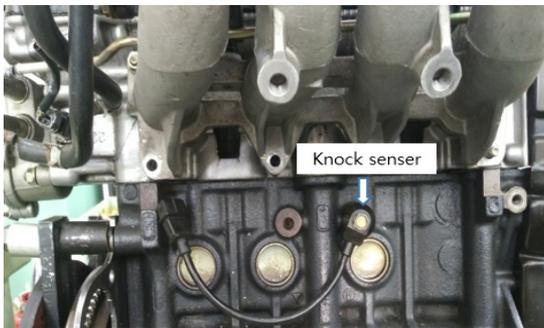


Fig. 4 installation position of knock sensor

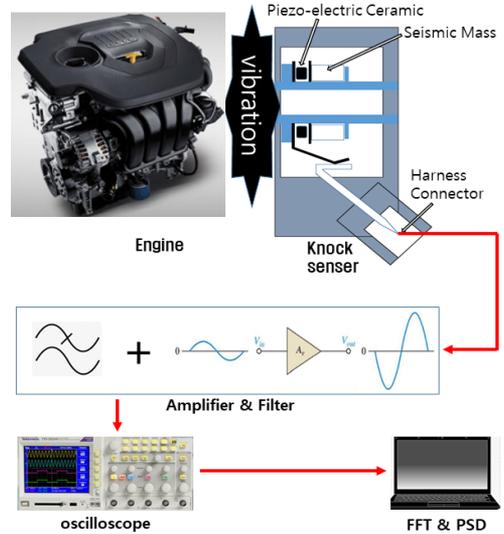


Fig. 6 Measurement set up and devices for experiments

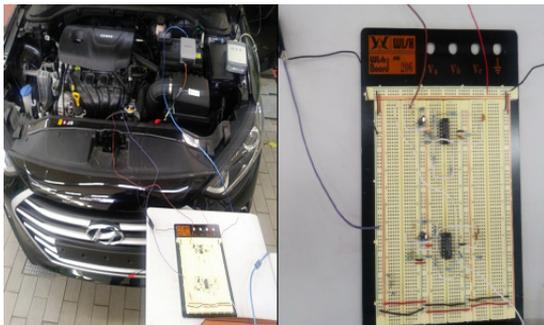


Fig. 5 Test vehicle was installed with the amplifier & filter circuit

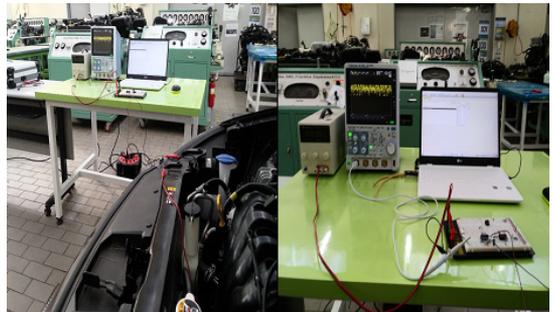


Fig. 7 Measurement knock sensor for using oscilloscope

이용해 분석하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 Amplifier&Filter회로

Amplifier&filter회로를 통과하지 않은 상태에서 노크 센서에서 측정된 주파수는 60 Hz ~ 90 Hz의 범위를 가진다(Fig. 8). 이는 이론상 4기통 엔진 진동의 경우 공회전 상태에서 평균 20 Hz ~ 40 Hz의 주파수 특성과 더불어 엔진 내부에서 구동되는 밸브와 각종 보기류에서 발생하는 추가적인 진동 주파수가 포함되어 있어 이론 주파수보다 높은 범위를 나타내고 있음을 알 수 있었다. Amplifier&filter를 통해 주파수 변환 및 필터링 과정을 거친 신호는 1 kHz ~ 70 kHz까지의 범위를 보였다(Fig. 9). 이는 amplifier&filter 회로의 튜

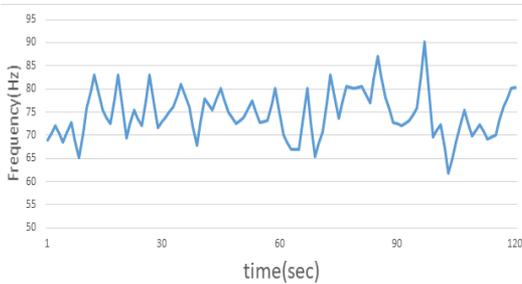


Fig. 8 Amplifier and filter circuit was not used

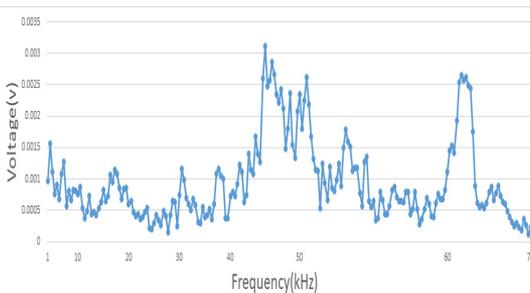


Fig. 9 Amplifier and filter circuit was used

Table 2 FFT conversion was applied for the output voltage from the knock sensor

	Normal	No 1	No 2	No 3	No 4
Max(v)	0.0031	0.0076	0.0068	0.0056	0.0067
Min(v)	0.0001	0.0001	0.0008	0.0009	0.0007

닝 범위를 31.83 Hz ~ 79.58 kHz으로 설정한 것으로써, 첫째 설계된 회로가 정상적으로 작동됨을 알 수 있고, 둘째 knock window제어를 위해 특정 주파수(5 kHz ~ 10 kHz)에 국한된 노크 센서의 진동 주파수 감지 범위를 향상 시켰음을 알 수 있었다.

3.2 엔진 진동

FFT 및 PSD 변환을 통해 정상 및 파워 밸런스의 불량에 따른 진동의 경우 0 kHz ~ 70 kHz 범위 내에서 발생됨을 알 수 있었다. 또한 노크 센서의 출력 전압은 최대 0.0031 V, 연료공급 차단에 의해 비정상 진동시는 최대 0.0076 V을 출력하였다(Table 2). 즉 파워 밸런스 불량에 따라 발생하는 비정상 진동시에 전압이 비례하여 상승하는 것을 확인하였다. 이는 노크 센서가 진동의 변화를 감지하고 있음을 알 수 있다. 각 실린더의 순차적인 연료공급차단에 의해 실화가 발생하는 상황에서 측정된 신호를 FFT, PSD로 변환한 결과를 나타내었고(Fig. 10, Fig. 11), 정상진동과 비교분석을 위해 normal상황 데이터를 동시에 나타내었다. FFT 분석결과 전체 실린더 기준 40 kHz 이하에서는 10 kHz ~ 15 kHz에서 비정상 진동이 정상진동보다 비교적 높게 나왔으며, 40 kHz를 기점으로 급격히 상승하였다. 반면 정상 진동의 경우는 주목할 주파수 변화없이 40 kHz에서 점진적으로 상승하였다. 44 kHz ~ 50 kHz범위에서 비정상 진동 성분이 가장 크게 도출되었고 정상진동과의 진동격차가 가장 크게 벌어졌으며, 특정 파형대역에서 집중화되는 경향으로 나타났다. 60 kHz ~ 62 kHz 범위에서는 정상 진동이 더 크고, 비교적 넓은 파형대역에 분산되는 경향으로 나타났다. 이는 파워 밸런스가 불량한 실린더의 경우 상대적으로 낮은 주파수 영역에서 높고 단발적으로 발생하는 진동특성을, 정상상태의 경우 높은 주파수 영역에서도 비교적 완만한 진동레벨의 변화폭을 가지고 있다고 볼 수 있다. 즉, 정상 엔진은 고주파수에서도 일정 주기로 높은 진동을 형성하지만 진동레벨은 비교적 낮고 고르게 분포하여 승차자가 안락하게 느끼게 되며, 비정상 진동의 경우 저주파수대역의 특정 주파수에서 높은 진동레벨이 집중적으로 형성되어있기 때문에 승차자는 불규칙한 진동을 느끼게 된다. 한편 49 kHz ~ 52 kHz 범위 내에서 1번 실린더와 4번 실린더, 2번 실린더와 3번 실린더의 파형의 경향이 유사하다. 이는 4기통 엔진의 피

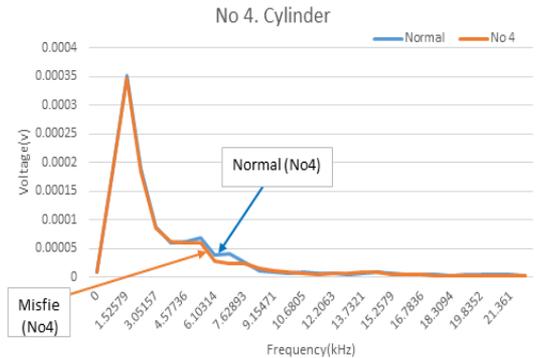
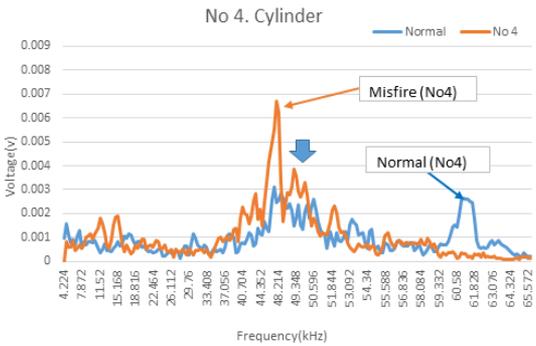
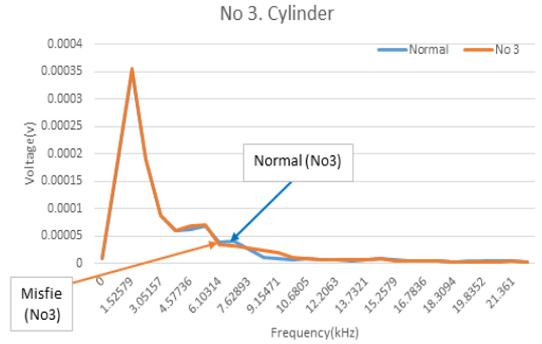
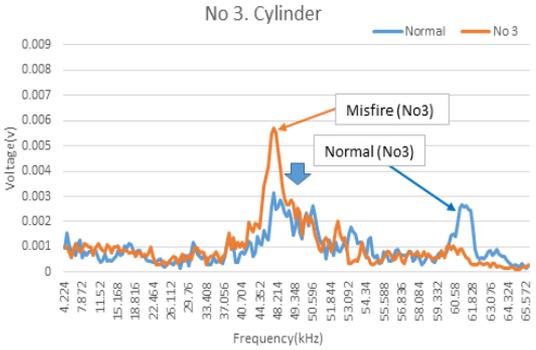
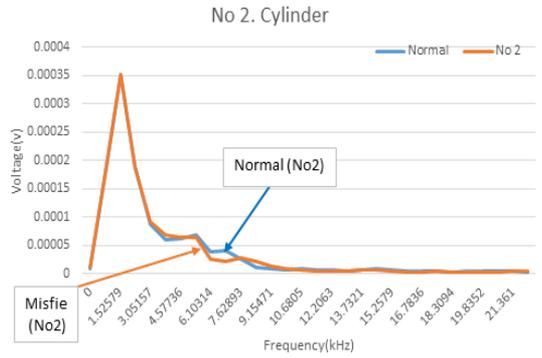
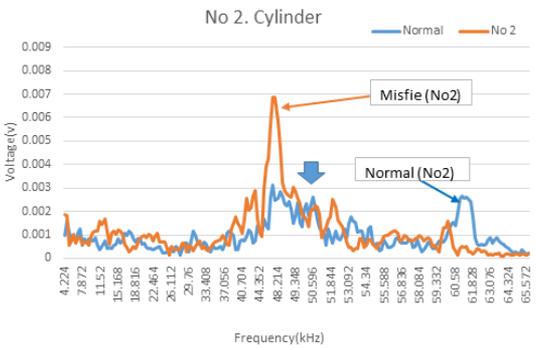
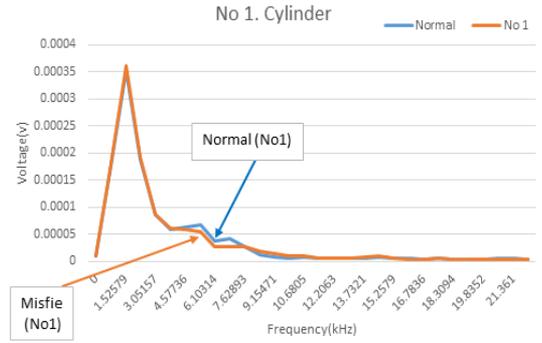
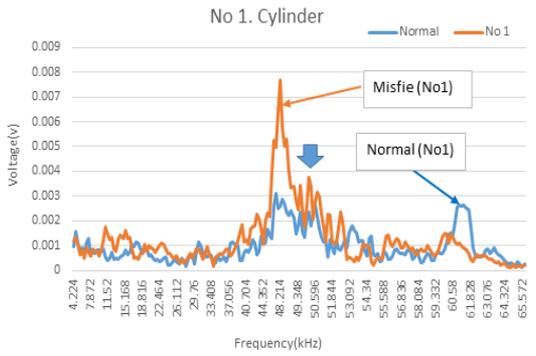


Fig. 10 Results of FFT of normal and misfire

Fig. 11 Results of PSD of normal and misfire

스톤 위상이 1, 4번과 2, 3번이 동일하기 때문이다. 따라서 파워 밸런스 불량에 따른 비정상진동의 원인은 피스톤의 동역학적 움직임에 따른 것으로 볼 수 있다. 파워 스펙트럼 분석결과 비정상 진동의 경우 고주파수 성분에서는 비교적 일치하는 수치를 보였지만, 6 kHz ~ 10 kHz범위에서 파워 에너지 전달의 차이를 보이고 있다. 이를 통해 엔진의 고장으로 인한 파워 밸런스 불량 시에 저주파수 영역대가 상대적으로 승차자에게 더 큰 영향을 줄 수 있다고 볼 수 있다.

4. 결 론

이 실험을 통해 엔진 고장빈도가 가장 높은 실린더 별 파워 밸런스가 불량할 경우 발생하는 비정상 진동 특징을 분석했다. 이를 위해 가속도계 대신 기존에 장착되어있는 노크 센서와 추가 설계된 회로를 이용해 측정, 분석하였다. 이를 통해 노크 센서의 진동감지 범위를 기존 60 kHz ~ 90 Hz에서 4 kHz ~ 65 kHz으로 향상시킬 수 있었다.

또한 실화 발생 시 진동은 40 kHz에서 급격한 변화를, 정상상태에서는 60 kHz에서의 점진적 변화를 확인하였다. 이 중 6 kHz ~ 10 kHz에서의 파워 에너지 전달 변화가 가장 크기 때문에 승차감을 고려한 설계 시 반영할 필요가 있다. 또한 파워 밸런스 불량 시 엔진 전체 진동의 영향은 피스톤의 위상에 의한 동역학적 움직임에 기인된 것임을 알 수 있었다.

향후 연구의 영역을 확장하여 노크 센서와 amplifier&filter 및 신호처리를 이용한 엔진 진동 진단에 대한 연구를 진행할 예정이다.

References

(1) Szczurowski, K., Kurkus, L., Walczak, D. and Zieliński, L., 2017, Vibroactivity Analysis of a Dual Fuel Diesel Engine based on the Knock Sensor Signal and Measuring Pressure in the Combustion Chamber, *Journal of Vibroengineering*, Vol. 19, No. 4, pp. 2354~2362.

(2) Kim, Y. H. and Ko, D. C., 2019, A Study on Engine Vibration Measurement of Knock Sensor Using Signal Processing, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 4, pp. 495~499.

(3) Farrugia, J. P., Busuttil, D., Azzopardi, J. P. and Farrugia, M., 2017, Experimental Investigation on Automotive Valve Jump/bounce Detection: Through Use of Knock Sensor and Energy Comparison. 18th International Conference on Sciences and Techniques of Automatic Control and Computer Engineering (STA), pp. 344~349.

(4) Hruby, J. and Tureček, O., 2012, Department of Technologies and Measurements, Faculty of Electrical Engineering University of West Bohemia, Univerzitni 8, Pilsen, Czech Republic. Measurement of Knock Sensor, ELEKTRO - ieeexplore.ieee.org.

(5) Zieliński, L., Walczak, D., Szczurowski, K. and Radkowski, S., 2016, Comparison of Spectral Analysis of Vibration Using Commercial Knock Sensor and 3-Axis Acceleration Sensor, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, Vol. 148, No. 012057, doi: 10.1088/1757-899X/148/1/012057.

(6) Chauvin, J., Grondin, O., Nguyen, E. and Guillemin, F., 2008, Real-time Combustion Parameters Estimation for HCCI-Diesel Engine Based on Knock Sensor Measurement, *Proceedings of the 17th IFAC World Congress*, Vol. 41, No. 2, pp. 8501~8507.



Young Hyun Kim received the M.S. degree in Mechanical Engineering department at Hayang University in 2010. He has a certification as a Professional Engineer Transportation Vehicles and Master Craftsman Motor Vehicles Maintenance. He worked at Hyundai Motor Company from 2003 to 2014. Currently, he is working as a assistant professor at Korea Polytechnic Colleges.

바닥 슬래브 진동 특성을 이용한 바닥충격음 요인 분석 연구 : 유효 평면

The Study on Characteristic of Floor Impact Noise using the Structural Vibration on Floor Slab : Effective Plate

김 태 민* · 배 진 영* · 양 홍 석†

Tae-Min Kim*, Jin-Young Bae* and Hong-Seok Yang†

(Received May 11, 2020 ; Revised June 5, 2020 ; Accepted June 16, 2020)

Key Words : Floor Impact Noise(바닥충격음), Structural Vibration(구조 진동), Effective Plate(유효 평면), Modal Test(모달 테스트), Modal Density(모드 밀도)

ABSTRACT

In this study, a new method was proposed to set the area of a living room based on the vibration behavior of the floor slab. The area of a living room studied in this study was named as the "effective plate" which was referred to the plate theory. To investigate the influence of the effective plate on floor impact noise, a modal test was conducted, and the floor impact noise was measured in a mock-up structure with two different living room sizes with non-floating slabs. As a result, it was found that the similar vibration responses and floor impact noises were obtained for the different living room sizes. This was because although there was about 34 % difference in floor area of the two living rooms, the effective plates of those cases were same as 40 m². In the high frequency range with sufficient mode density, similar vibration responses were obtained because the effective plates were similar in size, resulting in similar floor impact noises. In contrast, however, for the frequency bands below 100 Hz with low mode density, significant differences in the vibration responses were observed due to the shape of the plate and location of the load-bearing wall. Consequently, it was determined that the living room shape and boundary condition, such as position of load-bearing wall, were the main influencing factors for floor impact noise in the low frequency range, whereas the size of the plate was the main influencing factor in the high frequency range. This means that it is necessary to consider the frequency band in the design of a floating floor to effectively reduce the floor impact noise.

1. 서 론

바닥충격음을 저감하기 위해 많은 연구가 진행되

고 있으며, 국내의 경우 맨발로 생활하는 거주 문화 특성 상 저주파 대역의 소음 피해가 공동주택 소음 민원 중 많은 비중을 차지한다. 따라서 국내의 경우 이러한 바닥충격원의 주파수 특성을 고려하여 증량층

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

* Member, Land and Housing Institute, Korea Land and Housing Cooperation, Reearcher

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

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

격음과 경량충격음으로 구분하여 KS F 2810과 KS F 2863에서 바닥충격음을 측정 및 평가하고 있다. 중량충격음은 1/1 옥타브 밴드의 63 Hz ~ 500 Hz까지를 뱅머신을 이용하여 측정하며⁽¹⁾, 경량충격음은 1/1 옥타브 밴드의 125 Hz ~ 2000 Hz까지를 태핑머신을 이용하여 측정한다⁽²⁾.

일반적으로 바닥충격음을 저감하기 위해 완충재를 적층한 표준바닥구조⁽³⁾를 적용하거나, 슬래브 두께를 증가시키는 방법을 적용한다. 완충재를 이용한 방법은 절연기(isolator)를 이용하여 에너지 전달을 저감시키는 방법으로⁽⁴⁾, 경량충격음에 효과가 큰 것으로 알려져 있다^(5,6). 바닥 슬래브의 두께를 증가하는 방법은 슬래브의 굽힘 강성을 증가시켜 진동 응답 크기를 저감시키는 방법으로⁽⁷⁾, 국내에서는 최소 슬래브 두께를 규정하여 2015년도에는 210 mm 이상으로 슬래브 두께를 규정하고 있다⁽³⁾.

하지만 저주파 대역을 측정하는 중량충격음의 경우, 완충재를 적용한 표준바닥구조 및 슬래브 두께 증가가 항상 긍정적인 효과만 존재하지는 않는다. 완충재를 적용한 뜬바닥구조의 경우 완충재의 탄성계수가 구조물에 비해 상대적으로 낮기 때문에 완충재가 1-자유도 시스템의 스프링과 같이 작용한다. 따라서 뜬바닥구조에 충격 가진 시 공진 모드가 발생하며, 이러한 공진 모드에 의해 맨슬래브 대비 저주파 대역의 바닥충격음이 증폭하는 현상이 발생한다⁽⁸⁾. 슬래브 두께 증가의 경우에는 진동 모드의 변화로 인해 평가 옥타브 대역에서 소음 편차가 발생한다. 특히 저주파 대역의 개별적인 진동 모드의 영향이 크기 때문에 강성 변화에 따른 진동 응답 특성이 달라진다. 따라서 중량충격음을 저감하기 위해서는 바닥 슬래브의 진동 특성을 함께 고려해야 이상적인 바닥충격음 저감 방안 제시가 가능하다⁽⁹⁾.

하지만 공동주택의 다양한 평면 및 평형에 대해 개별적인 바닥충격음 저감 연구를 수행하기에는 한계점이 존재한다. 따라서 다양한 평면 및 평형을 분류하여 획일적인 바닥충격음 저감 방안을 마련하기 위해 거실 공간의 면적, 장·단변비 등과 같은 기하학 변수를 선정하고 있으나 실제 바닥 슬래브의 진동 거동을 대변하지는 못하여 바닥충격음의 상관성을 제시하기에는 한계가 존재한다.

이 연구에서는 다양한 구조, 평형 등에 대한 대표성을 분류할 수 있는 변수를 연구하였다. KS F 2810

에서는 거실 공간을 세대 내 경계벽을 기준으로 정의하고 있으나, 실제 바닥 슬래브의 진동은 부엌 및 복도가 함께 진동 거동하기 때문에 바닥 슬래브의 방사 면적을 고려한 새로운 평면의 정의가 요구된다.

이 연구에서는 벽식 실증주택을 대상으로 국내의 대표적인 평형인 전용면적 59 m²와 84 m²에서 모달 테스트와 바닥충격음을 측정하였으며, 바닥 슬래브의 진동 특성을 분석하여 진동 거동을 고려한 거실 공간을 새롭게 정의하였다.

2. 배경 이론

2.1 판의 진동

Fig. 1과 같이 유한한 크기의 평면(plate)에 입사된 파(wave)는 시스템 끝단에서 반사되어 반사파가 생성된다. 이때 반사파의 크기와 위상은 끝단 경계조건인 임피던스(impedance)에 의해 결정되며, 입사파와 반사파의 위상이 같은 경우 정재파(standing wave)가 생성된다. 이러한 현상을 모드(mode)라 하며, 정재파의 형상은 모드 형상(mode shape)이라 한다⁽⁴⁾. 평판의 모드는 판의 크기, 경계조건 및 구성하는 재료의 물성 등에 의해 결정되며, 균일한 재료로 구성된 유한한 직사각형 평판의 모든 끝단이 단순지지(simple support)로 지지되어 조건에서는 식 (1)을 이용하여 진동 모드를 이론적으로 계산할 수 있다⁽¹⁰⁾.

$$\omega_m = \sqrt{\frac{D}{\rho_t} \left[\left(\frac{n_x \pi}{l_x} \right)^2 + \left(\frac{n_y \pi}{l_y} \right)^2 \right]} \quad (1)$$

여기서, ρ_t 는 판의 면밀도(kg/m²), n_x 와 n_y 는 각 축의 모드 차수, l_x 와 l_y 는 각 축의 판의 길이(m)를 나타낸다. D 는 판의 굽힘 강성(bending stiffness) (N/m)을 의미하며 식 (2)를 이용하여 계산할 수 있으며, E 는 재료의 탄성계수(P_a), ν 는 푸아송비, h 는 판의 두께(m)를 의미한다.

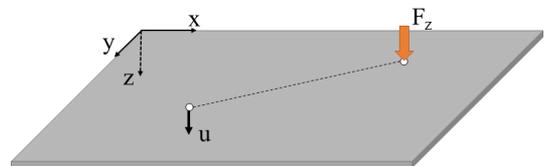


Fig. 1 Sign convention and coordinate systems for a rectangular plate excited by a point force

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

Fig. 1과 같이 가진력 F_z 가 판의 (x_1, y_1) 지점에 가 진되는 경우 (x_2, y_2) 지점의 운동(transverse displacement)은 식 (3)과 같이 정의할 수 있으며, 여기서 ψ_m 는 m 차 모드 형상, M 은 질량(kg)을 의미한다.

각 차수의 모드 형상은 식 (4)를 이용하여 계산할 수 있다. 따라서 유한한 크기의 판의 거동을 설명하기 위해서는 선형적으로 진동 모드 분석이 요구되며, 재료 물성, 판의 길이 및 경계조건이 주요 변수로 작용한다.

$$\begin{aligned} & \tilde{u}(x_2, y_2, \omega) \\ &= \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\psi_m(x_2, y_2)\psi_m(x_1, y_1)}{M_m[\omega_m^2(1+\eta) - \omega^2]} \tilde{F}_z(\omega) \end{aligned} \tag{3}$$

$$\psi_r(x, y) = 2\sin\left(\frac{m_x\pi}{l_x}x\right)\sin\left(\frac{m_y\pi}{l_y}y\right) \tag{4}$$

2.2 판의 모드 밀도

주파수 대역을 옥타브 대역으로 변환하는 경우 대역 내 포함된 모드들을 중첩하여 응답을 설명하며, 여기서 각 모드 기여도는 모드 밀도에 따라 상이한 특성을 보유하게 된다. 모드 밀도(mode density)란 단위 주파수 당 평균 모드의 수로 정의되며, 식 (5)를 이용하여 계산 할 수 있다. 여기서, N 은 옥타브 내 존재하는 모드 개수, $\Delta\omega$ 는 옥타브 대역폭을 나타낸다.

$$n(\omega) = \frac{N}{\Delta\omega} \tag{5}$$

즉, 모드 밀도가 적으면 옥타브 내 존재하는 모드 개수가 적기 때문에 개별적인 모드 기여도가 높으며, 모드 밀도가 높으면 옥타브 내 모드의 중첩으로 인하여 개별적인 모드 특성이 저감된다.

공동주택 내 발생하는 바닥충격원의 진동 에너지 전달은 굽힘파(bending wave) 형태로 전달되며, 굽힘(bending) 진동에 대한 모드 밀도는 식 (6)과 같이 정의된다⁽¹¹⁾. 여기서 h 는 슬래브의 두께(m), c_l 은 판의 종파 속도(longitudinal wave speed)를 나타낸다.

$$n = \frac{\sqrt{3}}{hc_l} \tag{6}$$

2.3 판의 소음 방사

진동하는 판의 표면에서 음이 발생하는 현상을 음향 방사(acoustic radiation)라 하며, 무한한 크기의 구조물에서 음향 공간으로 방사되는 공간 평균 음향 파워는 식 (7)과 같이 정의할 수 있다⁽¹¹⁾.

$$W_{rad} = \langle v \rangle^2 \rho_0 c_0 A \sigma_{rad} \tag{7}$$

여기서 v 는 구조물의 진동 속도(transverse velocity), ρ_0 는 공기의 밀도(kg/m³), c_0 는 공기의 음속(m/s), A 는 판의 면적(m²), σ_{rad} 는 방사효율(radiation efficiency)를 나타낸다.

구조물의 공간 평균 진동 속도(space-average mean-squared transverse velocity)는 식 (8)과 같이 하중 F 에 대해 공간 평균속도를 구할 수 있다.

$$\langle v \rangle^2 = \frac{G_{dp}}{\omega\eta\rho_t A} F^2 \tag{8}$$

여기서, η 는 손실계수(loss factor), ρ_t 는 판의 면밀도(kg/m²), κ 는 $h/\sqrt{12}$, G_{dp} 는 가진점에서의 모빌리티(driving point mobility)를 나타낸다. 평판의 G_{dp} 는 식 (9)를 이용하여 이론적으로 계산할 수 있다⁽¹¹⁾.

$$G_{dp} = \frac{1}{8\rho_t\kappa c_l} \tag{9}$$

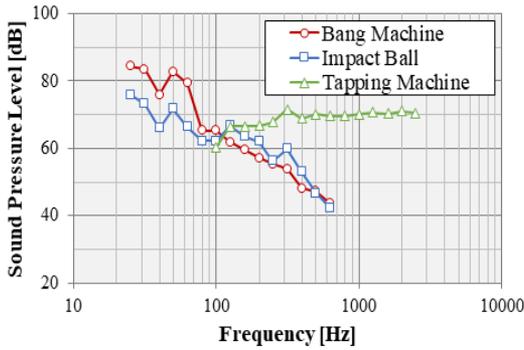
결과적으로 하중 F_z 에 의해 방사되는 음향파워는 식 (10)과 같이 계산할 수 있으며⁽¹²⁾, 여기서 ρ_0 는 공기의 밀도(kg/m³), c_0 는 공기의 음속(m/s), σ_{rad} 는 방사효율, ρ_t 는 판의 면밀도(kg/m²), c_l 은 판의 종파 속도(m/s)를 나타낸다. 상기 식과 같이 평판의 방사 파워는 구조물의 두께와 밀도 변화에 따른 영향이 큰 것을 확인할 수 있다.

$$W_{rad} = \left(\frac{\rho_0 c_0 \sigma_{rad}}{2.3 \rho_t^2 h^3 \omega \eta c_l} \right) F^2 \tag{10}$$

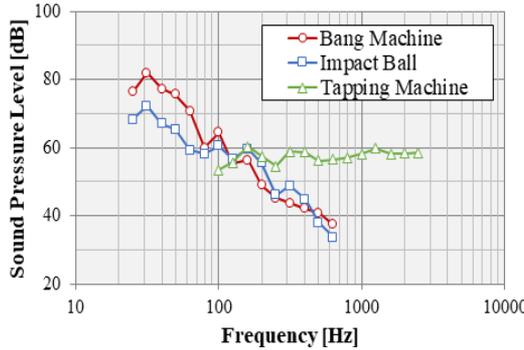
3. 바닥 슬래브 두께 및 평형에 따른 바닥충격음 측정

3.1 실증주택을 이용한 바닥충격음 측정

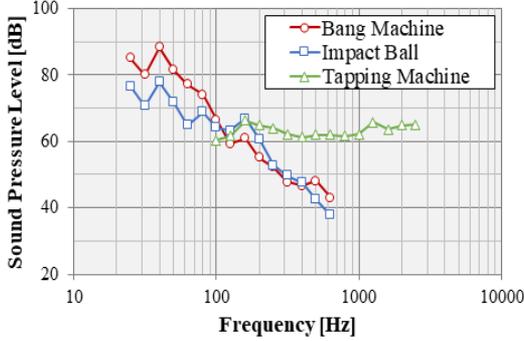
벽식구조의 실증주택을 대상으로 바닥충격음을 측정하였으며, 실증주택은 국내의 대표적인 평형인 전



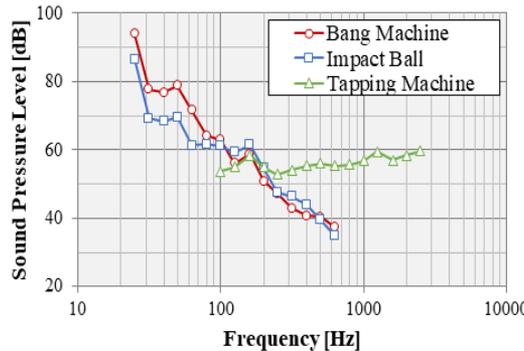
(a) 59 m², 1500 mm



(b) 59 m², 210 mm



(c) 84 m², 150 mm



(d) 84 m², 210 mm

Fig. 2 Free body diagram of the plate element

용면적 59 m²와 84 m²로 구성되어 있다. 실증주택 내 바닥 슬래브 두께 150 mm와 210 mm인 세대에서 중량충격음과 경량충격음을 측정하였으며, 중량충격음 측정 시에는 임팩트볼을 추가하였다.

실증주택의 상부층 바닥은 완충재 마감이 되지 않은 맨슬래브 상태이며, Table 1과 같이 59 m² 세대(슬래브 두께 150 mm)를 제외하고 모든 수음실에는 석고보드로 마감된 동일한 구조의 천정(120 mm)이 설치되어 있는 조건에서 바닥충격음을 측정하였다.

바닥충격음 측정 시 RION 사의 주파수 분석기(SA-02)와 GRAS 사의 마이크로폰(146AE)을 사용하였으며, KS 2810에 의거하여 바닥충격음을 측정하였다^(1,2).

Fig. 2는 바닥충격음 측정 결과를 나타내며, 그림과 같이 맨슬래브 조건에서 중량충격음(맹머신, 임팩트 볼)은 100 Hz 이하의 저주파 대역에서 높은 소음도가 발생하고 있으며, 경량충격음은 100 Hz 이후 대역에서 비교적 균일한 소음이 발생하고 있음을 확인할 수 있다.

바닥충격음 평가 시 KS F 2863의 단일 평가량인 역 A 특성 가중 바닥충격음 레벨($L_{i,Fmax,AW}$)을 사용하고 있으며, Table 2에 측정된 바닥충격음 측정 결과를 단일 평가량으로 계산하여 정리하였다^(13,14). 추가적으로 측정결과를 A-weighting 후 전체소음도를 계산하는 단일 평가량인 A특성 가중 최대 바닥 충격음 레벨

Table 1 Test set-up of each living room

Thickness	Type	Floor	Ceiling
150 mm	59 m ²	Non-floating floor	-
	84 m ²		Coffered ceiling 120 mm
210 mm	59 m ²		
	84 m ²		

Table 2 Experimental results of floor impact noise

Impact Source	Flat information		Single number quantity	
	Type	Thickness	$L_{i,Fmax,AW}$	$L_{iA,Fmax}$
Bang Machine	59	150	55	60.1
	84		54	59.1
	59	210	50	53.9
	84		51	55.3
Impact Ball	59	150	54	59.0
	84		53	57.3
	59	210	47	51.9
	84		48	52.7
Tapping Machine	59	150	77	72.2
	84		71	65.2
	59	210	65	60.1
	84		65	58.2

($L_{iA, Fmax}$)을 함께 정리하였다⁽¹⁵⁾. 이 실증주택의 전용면적 59 m²과 84 m²의 거실 크기가 각 13.4 m²와 20.1 m²으로 약 34 % 차이가 존재하지만 동일 슬래브 두께 조건에서 1 dB편차 수준으로 유사한 역 A 가중 바닥 충격음 레벨($L_{i, Fmax, AW}$)이 분석되었다. A 특성 가중 최대 바닥충격음 레벨($L_{iA, Fmax}$) 측면에서도 태핑머신 가진 시 최대 1.9 dB 편차로 유사하게 분석되었다. 슬래브 두께가 150 mm에서 60 mm(약 30 %) 증가

시 이론적으로 약 4.4 dB의 바닥충격음 저감 효과를 기대할 수 있으며⁽¹²⁾, 임팩트볼 가진시 평균적으로 약 6 dB 저감효과가 존재하였으며 (뱅머신 가진시는 평균 4 dB 저감), 임팩트볼 가진 시 역 A 특성 가중 바닥 충격음 레벨에서 최대 7 dB(A특성 가중 최대 바닥 충격음 레벨은 7.1 dB)의 바닥충격음 저감 효과가 존재하였다.

3.2 슬래브 두께 변화에 따른 바닥충격음

Table 2와 같이 슬래브 두께가 동일한 조건에서는 바닥충격음 단일평가량이 평면에 무관하게 유사한 측정 결과가 도출되었다. 옥타브 대역에서 바닥충격음 측정 결과를 비교하기 위해 Fig. 3과 같이 수음실 조건(석고 보드 마감 120 mm 전정)이 동일한 59 type(210 mm)와 84 type(150 mm, 210 mm)의 총 3세대에 대한 측정 결과를 충격원 별로 구분하여 도시화 하였다.

Fig. 3(a)는 뱅머신, Fig. 3(b)는 임팩트 볼에 대한 중량충격음 결과로, 중량충격음은 1/1 옥타브 밴드의 (63 ~ 500) Hz까지 측정한다. 일반적으로 뱅머신의 충격력은 약 100 Hz 이하, 임팩트 볼은 약 200 Hz 이하에 집중되어 있어 가진력 스펙트럼에서 차이가 존재한다⁽¹⁶⁾. Fig. 3(a)와 3(b)에서 확인할 수 있듯이 100 Hz 이하 대역에서는 슬래브 두께 및 평면에 따라 경향성이 존재하지 않지만, 100 Hz 이상의 옥타브 대역에서는 슬래브 두께가 동일한 경우 평면에 무관하게 유사한 측정 결과를 확인할 수 있다. 또한, 슬래브 두께 증가 시 전체 옥타브 대역에서 유사한 소음 저감 효과를 확인할 수 있다.

반면, Fig. 3(c)는 태핑머신을 이용한 경량충격음으로, 1/1 옥타브 대역의 125 Hz ~ 2000 Hz까지 평가하고 있다. 그림에서 확인할 수 있듯이 경량충격음은 평면에 무관하게 슬래브 두께가 동일한 경우 전체 옥타브 대역에서 유사한 측정 결과가 도출되었으며, 슬래브 두께 증가 시 각 옥타브에서 약 5 dB 소음 저감 효과를 확인할 수 있다.

결과적으로 이 연구 대상의 실증주택의 경우 100 Hz 이상의 옥타브 대역에서는 슬래브 두께가 동일한 경우 충격원 및 평면 형태에 무관하게 유사한 바닥충격음 측정 결과가 측정되었다. 반면 100 Hz 이하 대역에서는 상대적으로 평면 및 슬래브 두께의 변화에 따라 바닥충격음 측정 결과가 차이가 존재하는 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 거실 평면 또는 평형에 따

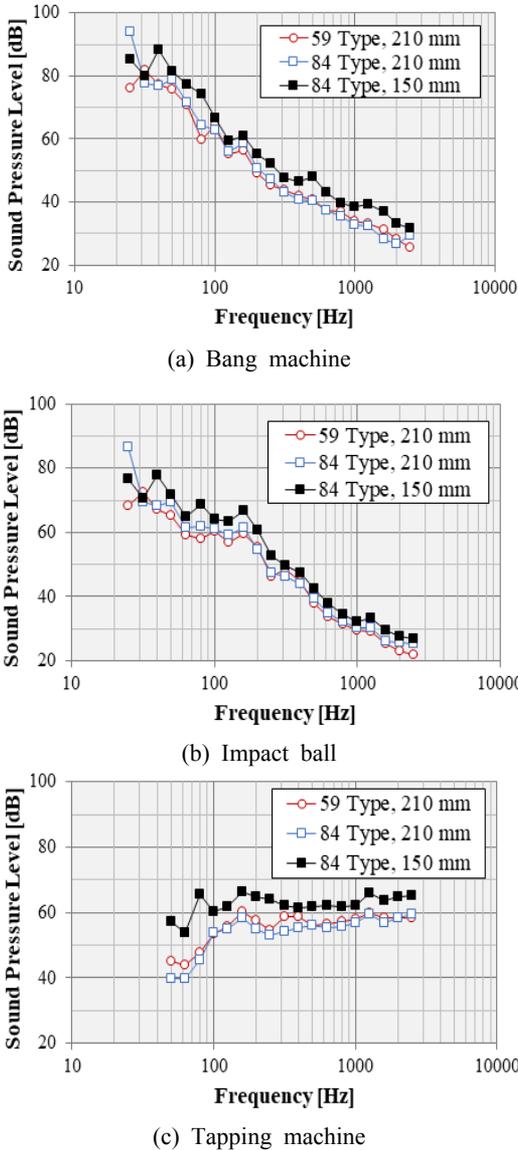


Fig. 3 Comparison of floor impact sound on same experiment condition

라 바닥충격음에 유리한 것으로 알려져 있으나, 이 연구의 대상 실증주택에서는 다른 평면에서 유사한 바닥충격음 결과가 도출되었다. 바닥충격음 측정 결과가 동일한 것은 두 평면의 거실 바닥이 동일한 음향 파위를 방사하고 있는 것을 의미하며, 이를 분석하기 위해 각 평형의 거실 공간에 대한 평면 분석을 수행하였다.

4. 유효 평면을 이용한 바닥충격음 영향 분석

4.1 바닥 슬래브의 모달 테스트

바닥충격음은 바닥 슬래브 진동에 의해 방사되는 구조-소음(vibro-acoustics) 현상으로(17), 슬래브 진동 특성과 밀접한 관련이 있다. 따라서 바닥 충격음과 관련된 거실 공간의 평면을 분석하기 위해 선행적으로 바닥충격음 측정 조건(맨슬래브)에서 바닥 슬래브의 진동 특성을 분석하였다.

평판의 진동은 구조물을 구성하는 재료 물성과 기하학 변수로 정의할 수 있으며, 기하학 변수에는 길이와 경계조건이 존재한다. 선행 연구에서 바닥충격음을 결정하는 주요 변수로 내력벽을 경계로 거실 공간의 크기를 정의하였으며(18), 이 연구에서도 내력벽

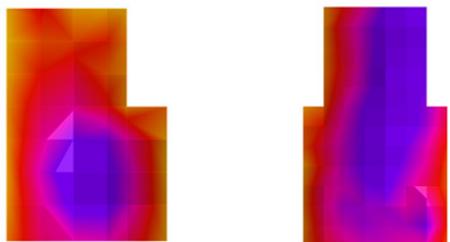
을 기준으로 거실 공간을 설정하여 모달 테스트를 수행하였다. Fig. 4와 같이 모달 테스트를 수행하기 위해 내력벽을 기준으로 거실 공간을 설정하였으며, 거실 공간 단축 방향의 3차 모드까지 분석할 수 있도록 그림과 같이 격자를 구성하였다. 전용면적 84 m²의 경우 약 1 m 격자 크기로 총 45개의 격자를 구성하였으며, 전용면적 59 m²의 경우에는 약 0.5 m의 격자 크기로 총 89개의 격자를 구성하였다.

바닥 슬래브의 진동 특성 분석은 임팩트 해머를 이용한 모달 테스트를 수행하였으며, 2개의 가속도계(PCB, 352C33)를 고정하고 임팩트 해머(PCB, 086D50) 가진 위치를 이동하며 가속도 응답을 측정하였다(19). 주파수 분석기는 SIEMENS의 SCA- DAS-Mobile을 이용하였으며, 1024 Hz까지 1 Hz 간격으로 주파수 분석을 할 수 있도록 설정하였다. 임팩트 해머의 팁은 고무팁을 이용하였으며, 이 실험의 경우 고무팁을 사용하면 재현성(coherence)이 약 300 Hz까지 0.9 이상으로 분석되었다. 따라서 바닥 슬래브의 진동 특성 분석은 300 Hz까지 수행하였다.

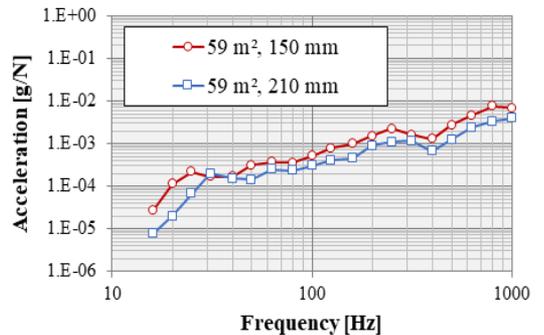
Fig. 5는 210 mm 슬래브의 첫 굽힘 모드를 나타내



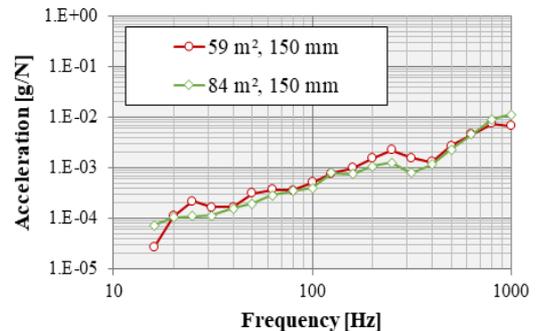
Fig. 4 Experimental set-up to measure vibration characteristic of floor structure



(a) 84 m²: 31 Hz (b) 59 m²: 24 Hz
Fig. 5 1st mode shape of floor slab (210 mm)



(a) Same plan with different floor slab thickness



(b) Same floor slab thickness with different plan

Fig. 6 Experiment result of modal test

며, 그림과 같이 모드 형상이 내력벽을 경계로 거동하는 것을 확인 할 수 있다. 반면, 전용면적 59 m²의 모드 형상과 같이 비내력벽 모서리가 내력벽 모서리와 같이 고정(fixed) 조건으로 작용하지 않고 면과 함께 거동하고 있는 것을 확인할 수 있다. 선행 연구⁽¹⁸⁾에서 비내력벽으로 구분되어 있는 방을 함께 모달 테스트를 수행한 결과 방 6을 포함관 평면이 함께 진동 거동하는 것을 확인하였다. 따라서 슬래브의 진동 거동은 내력벽을 경계로 거동하고 있는 것을 확인 할 수 있으며, 내력벽을 기준 평면을 정의해야만 실제 진동 거동 및 바닥충격음을 분석할 수 있음을 의미한다⁽¹⁹⁾.

Fig. 6은 모달 테스트 결과를 1/3 옥타브 밴드로 변환하여 도시화하였다. 그림과 같이 가속도 응답에서도 100 Hz 이하에서는 차이가 존재하지만 100 Hz 이상 주파수 대역에서는 비교적 유사한 가속도 응답을 확인 할 수 있다. 즉, 이 연구 대상의 실증주택의 경우 동일한 슬래브 두께 조건에서 유사한 바닥충격음과 바닥 슬래브 진동이 측정되었으며, 이는 거실 공간의 크기가 유사한 것을 의미한다. 따라서 바닥 슬래브의 진동 거동을 기준으로 거실 공간의 면적과 바닥충격음을 분석하였다.

4.2 유효 평면

바닥 슬래브의 진동은 Fig. 5와 같이 내력벽을 경계로 진동 운동하고 있는 것을 확인하였으며, 따라서 이 연구에서는 내력벽을 기준으로 거실 공간을 새롭게 정의하였다. Fig. 7과 같이 내력벽을 기준으로 거실 공간을 설정하였으며, 이 연구에서는 이를 유효 평면(effective plate)이라 정의하였다.

현재 바닥충격음 측정 시에는 ‘공동주택 바닥충격음 차단구조인정 및 관리기준’으로 세대 내 벽체를 기준으로 Fig. 7와 같이 거실 공간을 정의하고 있다. 그림과 같이 KS F 2810에서 정의하는 거실공간과 이 연구에서 제안한 거실 공간이 면적에서 큰 차이가 존재하는 것을 확인 할 수 있다.

KS 고시에서 제시하는 거실 공간과 이 연구에서 제안하는 유효평면에 의한 거실 공간의 크기를 Table 3에 정리하였다. 표와 같이 KS 고시에서 제시하는 방법으로 바닥 면적을 정의하면 두 평면은 약 34% 차이가 존재하는 평면이지만, 유효 평면에 의한 면적 산출에서는 전용면적 59 m²이 40.1 m², 전용면적 84 m²이 41.4 m²로 유사한 것을 확인 할 수 있다.

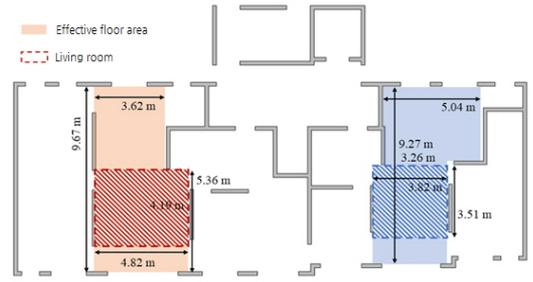


Fig. 7 Definition of living room size to estimate floor impact noise

Table 3 Comparison of area defined as effective plate and KS 2810

Definition as	59 Type	84 Type
KS F 2810	13.4 m ²	20.1 m ²
Proposed method	40.1 m ²	41.4 m ²

Table 4 Mode density of floor slab

Type / Thickness of slab	Area	Mode density
59 Type	150 mm	40.1 m ²
	210 mm	
84 Type	150 mm	41.4 m ²
	210 mm	

Table 5 Main parameter to reduce the floor impact noise considering frequency range

Impact source	Modal density	Geometric parameter (2D)
Heavy-weight impact source	Low	Shape of plate, Boundary condition, etc.
Light-weight impact source	High	Area size, Thickness of slab, Density, etc.

이 연구의 대상인 전용면적 59 m²과 84 m²이 평형 및 평면이 다르지만 슬래브의 진동을 결정하는 유효평면의 크기가 유사하였으며, 결과적으로 바닥충격음도 유사한 것으로 분석되었다. 중량충격음에 비해 경량충격음에서 이러한 현상을 더욱 뚜렷하게 확인할 수 있으며, 이는 모드 밀도와 밀접한 관련이 있다. 모드 밀도가 낮은 저주파 대역을 평가하는 중량충격음의 경우 개별적인 모드 기여도가 높아 평면 형상 및 경계 조건 등에 따른 진동응답 및 바닥충격음 차이가 존재하지만, 고주파로 이동할수록 차이는 줄어든다. 특히 경량충격

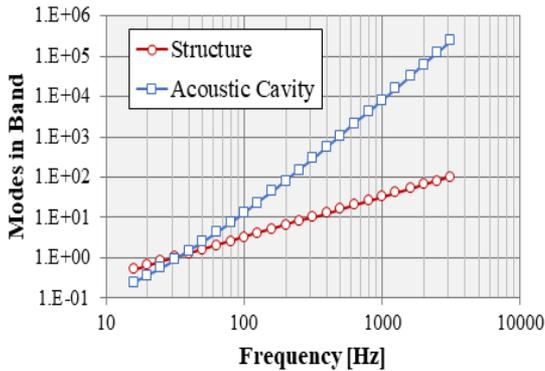


Fig. 8 Mode number of structure and acoustic cavity (59 m², slab thickness: 150 mm)

음의 경우 중량충격음에 비해 모드 밀도가 많은 대역을 대상으로 하기 때문에 개별적인 진동 모드의 영향보다는 판의 크기 또는 물성의 기여도가 지배적이다.

4.3 모드 밀도

실증주택 거실 공간을 유효 평면으로 정의하여 식 (4)를 이용하여 모드 밀도를 계산하면 Table 4와 같이 정리할 수 있다. 이론적으로 슬래브 두께 증가에 따라 모드 밀도가 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 전용면적 59 m²와 84 m²의 바닥 슬래브의 모드 밀도는 유사한 것으로 분석되었다.

Fig. 8은 전용면적 59 m²의 구조물과 음향 공간의 모드 개수를 나타낸다. 그림과 같이 음향 공간은 구조물에 비해 모드 개수가 급격하게 증가하며, 모드 개수가 증가하는 것은 개별적인 모드의 영향도가 낮아짐을 의미한다.

즉, 모드 밀도가 충분히 많은 주파수 대역에서는 음향 공간이 확산 음장 조건을 만족하게 된다. 반면, 구조물의 경우 1/3 옥타브 밴드의 중심주파수 300 Hz에서 모드 개수가 10개가 존재하며, 100 Hz 이전 주파수에는 이론적으로 Fig. 8과 같이 10개 이하의 모드가 존재하는 것을 확인할 수 있다. 실제 모달 테스트 결과에서는 100 Hz 이하 대역에서 약 6개의 굽힘 모드가 존재하는 것으로 분석되었으며, 1/1 옥타브 대역의 63 Hz에는 3개의 굽힘모드가 존재하였다. 결과적으로 바닥충격음을 저감하기 위해 유효 평면을 이용한 거실 평면 분석이 선행되어야 하며, 바닥 슬래브의 모드 밀도를 고려하여 Table 5와 같이 바닥충격음 저감 설계가 필요할 것으로 판단된다.

5. 결 론

바닥충격음은 가진원에 의한 바닥 슬래브 진동 응답에 의해 음의 크기 및 특성이 결정된다. 따라서 바닥충격음을 저감하기 위해서는 선행적으로 바닥 슬래브의 진동 분석이 요구되며, 정밀한 슬래브의 진동 특성을 분석하기 위해서는 거실 바닥 공간의 정의가 중요하다.

KS F 2810에서는 거실 공간을 세대 내 벽을 경계로 구분하여 정의하고 있으나, 벽식 실증주택을 대상으로 거실 바닥 모달 테스트 측정 결과 바닥 슬래브의 진동 응답은 내력벽을 경계로 거동하는 것으로 분석되었다. 따라서 부엌, 복도 등을 포함한 평면이 함께 진동 거동 하기 때문에 비내력벽 기준으로 거실 면적을 산출하는 경우 오차가 발생한다. 연구 대상의 벽식 실증주택의 경우 전용면적 84 m²은 내력벽을 기준으로 판의 경계를 정의하여 진동 거동을 정의할 수 있었지만, 전용면적 59 m²의 경우 경량벽체로 구분되어 있는 모서리는 경계로 작용하지 못하여 인근 방을 포함하여 진동 거동하는 것으로 분석되었다. 따라서 실제 거실 공간의 진동 거동은 내력벽을 경계로만 정의되며, 이 연구에서는 내력벽을 경계로 정의된 거실 공간을 ‘유효 평면’으로 정의하였다.

유효 평면에 대한 바닥충격음 영향을 분석하기 위해 국내의 대표적인 평형인 전용면적 59 m²와 84 m²를 대상으로 슬래브 두께 150 mm와 210 mm의 거실 공간에서 바닥충격음을 측정하였다. 바닥충격음 측정 결과 동일 두께 조건에서 평형에 무관하게 유사한 역A특성 가중 최대 바닥충격음 레벨($L_{i,Fmax,AW}$)과 A특성 가중 최대 바닥충격음 레벨($L_{i,A,Fmax}$) 측정 결과가 도출되었으며, 슬래브 두께 60 mm 증가 시 두 평형 모두 약 5 dB 감소하는 것으로 분석되었다. 추가적으로 동일 조건의 모달 테스트 측정 결과 100 Hz 이후 대역은 전체 에너지 측면에서 유사한 진동 응답을 확인할 수 있으며, 이론적으로 동일한 질량을 갖는 평판으로 확인할 수 있다. KS F 2810로 거실 공간의 정의하는 경우 약 34% 차이가 존재하지만 이 연구에서 제안한 유효 평면으로 거실공간의 크기를 산출하면 약 40 m²로 동일한 것을 확인할 수 있다. 따라서 거실을 정의하는 경우 내력벽을 기준으로 정의하는 것이 바닥충격음 분석 및 예측 시 바람직할 것으로 판단된다.

바닥충격음 및 모달 테스트 결과에서 100 Hz 이후 대역에서는 유효평면이 동일하여 비교적 유사한 소음도 및 진동 응답을 확인할 수 있으나, 100 Hz 이전 대역에서는 동일 두께 및 유효 평면 조건에서도 차이가 존재하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 차이는 동일 질량의 평판에서도 판의 형상이 다르기 때문에 상이한 진동 모드가 발생하기 때문이다. 저주파 대역의 경우 모드 밀도가 적기 때문에 개별 모드에 의한 차이가 크며, 고주파로 갈수록 모드 밀도가 많아져서 개별 모드의 기여도가 낮아지기 때문이다. 따라서 모드 밀도가 낮은 저주파 대역을 측정하는 중량충격음을 저감하기 위해서는 상대적으로 평면 형상 및 경계 조건이 주요한 변수이며, 모드 밀도가 충분하여 개별적인 모드 기여도가 작은 경량충격음의 경우 평면의 크기 및 두께가 지배적인 변수로 분석되었다.

이 연구는 진동 특성을 기준으로 유효 평면을 도입하였으며, 벽식 실증주택을 대상으로 바닥충격음 영향을 분석하였다. 추후 다양한 현장 측정 데이터를 분석하여 유효 평면에 대한 바닥충격음 영향을 심도 있게 분석할 예정이다.

후 기

이 연구는 토지주택연구원에서 수행한 “바닥충격음 저감을 위한 기술공유시스템 구축 및 맞춤형 모델 개발(R202002002)” 결과의 일부임.

References

- (1) Korean Industrial Standards, 2015, KS F 2810-1:2015, Field Measurements of Impact Sound Insulation of Floors-Part 1: Method Using Standard Light Impact Source (equivalent ISO 140-7: 1998).
- (2) Korean Industrial Standards, 2017, Field Measurements of Floor Impact Sound Insulation of Buildings-Part 2: Method Using Standard Heavy Impact Sources.
- (3) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, No. 2015-997: Acceptance and Management Standards for Floor Impact Sound Insulation Structures in Apartment Buildings.
- (4) Inman, D. J., 2013, Engineering Vibration 4th Edition, Pearson Higher Education.
- (5) Im, J. B., Chung, J. Y., Kim, K. W. and Jeung, G. C., 2007, A Study on Dynamic Stiffness of Multi-layered Damping Materials, Proceedings of the KSNVE Annual Fall Conference, pp. 1149~1152.
- (6) Schiavi, A., Prato, A. and Belli, A. P., 2015, The "dust spring effect" on the Impact Sound Reduction Measurement Accuracy of Floor Coverings in Laboratory, Applied Acoustics, Vol. 97, pp. 115~120.
- (7) Cremer, L., Heckl, M. and Petersson, B. A., 2005, Structure-borne Sound: Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies, 3rd Edition, New York, Springer Science & Business Media.
- (8) Hwang, J. S., Moon, D. H., Park, H. G., Hong, S. G. and Hong, G. H., 2010, The Effect of Dynamic Property of Absorbing Sheet on the Amplification of Heavy Weight Floor Impact Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 7, pp. 651~657.
- (9) Kim, T. M., Kim, J. T. and Kim, J. S., 2018, Effect of Structural Vibration and Room Acoustic Modes on Low Frequency Impact Noise in Apartment House with Floating Floor, Applied Acoustics. Vol. 142, pp. 59~69.
- (10) Fahy, F., 1987, Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response, Academic Press.
- (11) Lyon, R. H., 1987, Machinery Noise and Diagnostics, Butterworths-Heinemann, Boston.
- (12) Istvan, L. V. and Beranek, L. L., 1992, Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications, Wiley.
- (13) Korean Industrial Standards, 2015, Rating of Floor Impact Sound Insulation for Impact Source in Buildings and Building Elements - Part 1 : Floor Impact Sound Insulation Against Standard Light Impact Source.
- (14) Korean Industrial Standards, 2017, Rating of Floor Impact Sound Insulation for Impact Source in Buildings and Building Elements - Part 1 : Floor Impact Sound Insulation Against Standard Heavy Impact Source.
- (15) Jeong, J. H., Park, S. H. and Lee, P. J., 2019, Single-number Quantities of Heavyweight Impact Sound Insulation, Acta Acustica United with Acustica, Vol. 105, No. 1, pp. 5~8.
- (16) Kim, T. M., Kim, J. T. and Kim, J. S., 2018, SEA-FEM Hybrid Analysis for Predicting Inter-floor Impact Noise, Applied Acoustics, Vol. 129, pp.

397~407.

(17) Chakraverty, S., 2009, Vibration of plate, CRC Press.

(18) Kim, T. M. and Yang, H. S., 2020, Prediction of Heavy-weight Floor Impact Sound with Different Impact Sources and Indices using a Finite Element Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 2, pp. 169~178.

(19) Ewins, D. J., 1984, Modal testing: theory and practice. New York, Brisbane: Research studies press LTD, John Wiley and Sons Inc.



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

control in buildings.



Jin-Young Bae is a Ph.D. Candidate in Department of Architectural Engineering at Hanyang University. She is currently a Researcher of Acoustics at the LHI(Land & Housing Institute). Her main fields are architectural and environmental acoustics.



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

control in buildings.

인공지능 머신러닝을 이용한 체인 스프라켓 드라이브 시스템의 건전성 감시 장치

Conditioning Monitoring in Chain Sprocket Drive Unit System Based on Artificial Neural Network

백지선* · 김선원* · 이상권† · 이창호**
Jiseon Back*, Seon-Won Kim*, Sang-Kwon Lee† and Changho Lee**

(Received May 26, 2020 ; Revised June 8, 2020 ; Accepted June 8, 2020)

Key Words : Artificial Neural Network(신경회로망), Machine learning(기계학습), Condition monitoring(건전성 감시), Fault diagnosis(고장진단)

ABSTRACT

A chain sprocket drive (CSD) system consists of parts such as chains, sprockets, gears, bearings, and rotating shafts. The purpose of this study is to develop a health monitoring system that uses deep learning artificial intelligence (AI) technology to diagnose defects in the CSD system in advance to prevent complete failures due to such defects. In this study, eight types of defects were arbitrarily fabricated and combined to build a CSD system. Deep AI machine learning algorithms were developed to classify and diagnose the eight types of defects. The eight types of defects were mainly limited to bearing parts, gear parts, and rotary shaft parts. Sprocket or chain defects were excluded from the eight types of defects. Finally, an AI machine was successfully developed and applied for diagnosing defects in the CSD system.

1. 서 론

체인 스프라켓 드라이브 시스템(이하 ‘CSD 시스템’이라 한다.)는 큰 동력을 필요로 하는 컨베이어뿐만 아니라 엘리베이터, 물류 장비 등 다양한 산업 분야에서 중요한 기계 시스템으로 활용되고 있다. 따라서 CSD 시스템에서 발생하는 결함을 조기에 발견하여 경제적 손실과 인명 피해를 미연에 방지하기 위해 여러 기법들이 연구되어오고 있다. CSD 시스템은 모터, 기어, 피니언, 베어링으로 구성되어 있다. 각 부품의 결함을

진단하기 위해 측정된 진동 신호에 바탕을 두고 있다. 기어와 베어링의 지역적 결함(local fault)은 갑작스러운 강성 변화에 의한 충격과 진동으로 나타난다⁽¹⁾.

진동 신호로부터 이런 충격과 신호를 찾아내기 위해 kurtosis 평가⁽²⁾, cepstrum 분석⁽³⁾, 그리고 신호의 주파수 성분들을 시간 영역에서 동시에 분석하는 시간-주파수 분석법^(4,5), 연속 웨이블릿 변환(continuous wavelet transform)⁽⁶⁾ 등이 사용되고 있다. 이러한 분석 기법을 통하여 결함과 관계있는 결함 특징을 분석 비교하여 각 결함을 진단하고 결함을 분류하여 건전성 감시 시스템을 개발한다⁽⁷⁾. 기어 피팅과 회전자 편

† Corresponding Author ; Member, Dept. of mechanical Eng., Inha University, Professor
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr

* Dept. of mechanical Eng., Inha University

** Korea Conveyor Ind. co. Ltd., Assistant Researcher

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

심같은 피로 결함과 소성변형으로 인한 결함은 충격 신호를 발생시키지 않아 충격파의 특징을 찾아서 결함 부품을 정확히 진단하는 것에 한계가 있다. 이에 이 연구에서는 이러한 한계를 극복하기 위해 단순 주파수분석을 입력으로 하여 딥러닝 알고리즘을 적용하여 높은 분류 정확도를 제공하는 건전성 감시 방법을 제안하고자 한다. 산업 현장에서 많이 발생하고 있는 CSD System의 결함인 기어 피팅(pitting), 기어 절손(failure), 회전자 편심(eccentricity)의 3가지 단일 결함과 볼 베어링 외륜 구멍, 볼 베어링의 볼 사이 이물질, 회전자 편심 등이 결합된 다중 결함 5가지를 딥러닝 알고리즘에 학습시켜 건전성 감시 실험을 진행하여 딥러닝 기반의 건전성 감시 방법의 유용성을 검증하고자 한다.

2. 실험방법

2.1 실험 장치 및 데이터 수집 과정

이 연구에서 사용되어진 CSD 시스템의 건전성 감시를 위한 CSD 시스템 실험 장치가 Fig. 1에 도시되어 있다. 이 실험장치는 0.75 kW의 MSS-080M DC모터와 2개의 기어 축 및 베어링으로 연결되어 모터의 회전비를 감속하여 체인을 구동하는 시스템이다. 입력 축 회전 속도는 DC모터에 연결되어진 DC 속도 조절기(DC speed controller)로써 조절이 가능하고 체인의 구동 초기 관성에 의한 부하가 존재하지만 외부 부하는 없다.

이 실험에서는 1800 r/min의 입력 축 회전 속도와 감속기를 통과 후에는 30배 감속하여 60 r/min 으로 체인을 구동 시킨다. 이 실험을 위해서 기어, 베어링, 및 축에 인위적인 결함을 만들어 제작 후 조립하여 각 실험을 수행하였다. 결함의 타입은 기어 피팅, 기어 절손, 회전자 편심의 3가지 단일 결함과 볼 베어링 외륜 구멍, 볼 베어링의 볼 사이 이물질, 회전자 편심 등이 결합된 다중결함 5가지로 하였으며 이에 의한 진동 신호를 얻기 위해 가장 근접해 있는 베어링 하우징 (bearing housing) 상단에 가속도계(accelerometer; B&K 4366)를 부착하였다. 가속도계에서 측정된 진동 신호는 증폭기(amplifier)를 통하여 증폭시키고 DAQ 보드(BNC-2090)를 이용하여 엔지얼라이징 필터를 통과 후에 아날로그를 디지털로 변환 후 컴퓨터 전달되었다. 컴퓨터에 수집된 디지털 신호는 Matlab (MathWorks사, 미국)을 활용하여 신호를 처리하고, 분석하여, 건전성 감시 알고리즘을 개발하였다.

2.2 CSD 시스템의 결함 형태 및 위치

(1) 기어 절손의 형태 및 위치

기어 상단 부분의 절손은 기어 파손 중 실제 산업 현장에서 많이 발생하는 형태 중 하나이다^(8,9). 이런 파손은 순간적인 과부하(overload) 또는 구조물의 부적절한 설치(misalignment), 베어링 파손, 큰 이물질의 침투 등으로 인한 굽힘 피로의 누적으로 비교적 큰 금속편이 치면으로부터 박리하는 손상으로 조립이나 제조 과정 등에서도 발생할 수 있다.

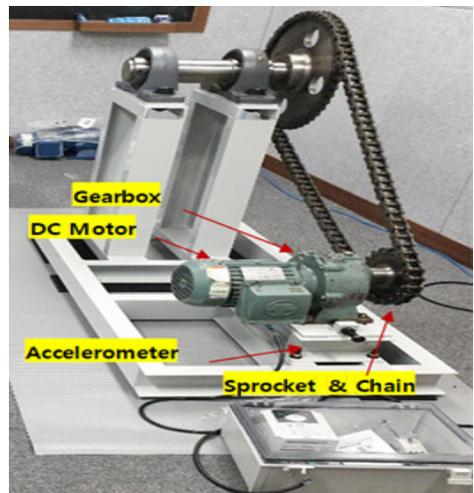
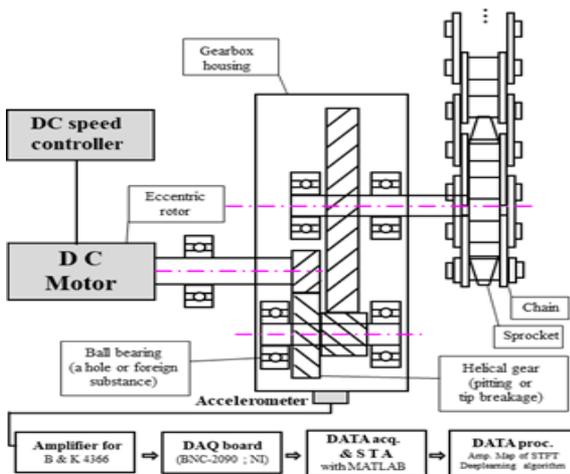


Fig. 1 Test rig for condition monitoring in chain sprocket drive system

Fig. 2는 이 실험에서 사용되어진 정상 기어와 지협적 결함을 갖는 기어의 형상을 나타내고 있다. Fig. 2의 (b)는 상단 절손을 갖는 기어를 실험용으로 제작한 것으로 기어 작용높이(working depth)의 25%를 0.5개 너비만큼 줄(file)로써 제거해 주었다. 이와 같은 결함을 가지는 기어를 전체 82개 중 42번째에 위치시켜 기어의 결함을 탐지하는 기어 시스템의 건전성 감시 실험을 실시하였다.

(2) 기어 피팅의 형태 및 위치

기어 피팅은 일반적인 기어 결함(fault) 중 하나이다. 이러한 결함은 설계 하중보다 높은 부하, 부적절한 표면처리, 열악한 작동 조건 등으로 기어 이의 표면이나 표면 아래의 낮은 깊이에서 피로 균열이 시작된다. 100 μm ~ 500 μm 또는 더 깊은 영역에서 접촉 하중에 의해 생성된 전단응력이 균열을 빠르게 성장시키고 전파시키며 큰 조각이 치면으로부터 박리되어 큰 구멍을 남긴다^(10,11).

Fig. 3은 이 실험에서 사용되어진 정상 기어와 지협적 결함을 갖는 기어의 형상을 나타내고 있다. Fig. 3의 (b)는 표면에 피팅을 갖는 기어를 실험용으로 제작한 것으로 기어 작용 높이(working depth)의 5%를 부분적으로 줄(file)로써 제거해 주었다. 이와 같은 결함을 가지는 기어를 전체 82개 중 41, 42, 43번째에 위치시켜 기어의 결함을 탐지하는 기어 시스템의 건전성 감시 실험을 실시하였다.

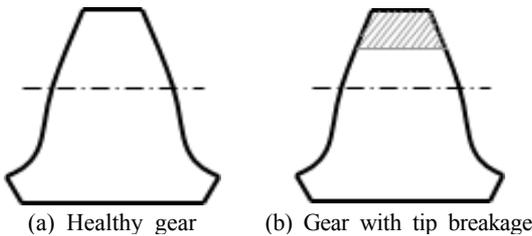


Fig. 2 Details of gear fault for experiment

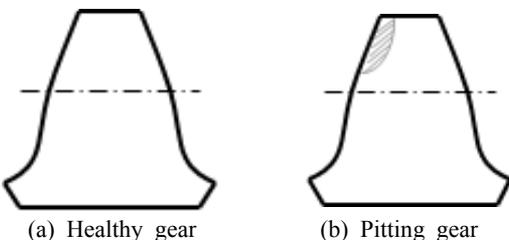


Fig. 3 Details of gear fault for experiment

(3) 회전자 편심 형태 및 위치

회전자 편심은 유도전동기의 고장의 원인 중 큰 비중을 차지한다. 이러한 결함은 부적절한 결함(misalignment), 베어링의 마모, 샤프트의 소성변형 등으로 인해 발생한다. 회전자 편심으로 인해 지속분포의 불균형이 발생하고 unbalanced magnetic pull(UMP)이라는 불균형 가진력을 유발시켜 베어링 마모, 고정자 권선의 손상 등의 고장을 발생시킨다⁽¹²⁾.

Fig. 4은 이 실험에서 사용되어진 정상 회전자와 편심된 회전자의 형상을 나타내고 있다. Fig. 4의 (b)는 편심된 회전자를 실험용으로 제작한 것으로 회전 중심으로부터 원주방향으로 10 mm가 편심되어있다. 이와 같은 결함을 가지는 회전자를 결함하여 회전자 결함을 탐지하는 CSD 시스템의 건전성 감시 실험을 실시하였다.

(4) 베어링 볼 결함 형태 및 위치

베어링 볼 사이의 이물질은 조립과정에서 칩을 완벽하게 세척하기 못했거나 지속적인 운전으로 인한 마멸입자(wear debris)로 인해 발생한다. 볼 사이의 이물질은 구름접촉면을 손상시켜 베어링의 피로수명을 현저하게 감소시킨다⁽¹³⁾⁽¹⁴⁾.

Fig. 5은 이 실험에서 사용되어진 정상 볼 베어링과 볼 사이에 이물질을 갖는 볼 베어링의 형상을 나타내고 있다. Fig. 5의 (b)는 볼 사이의 이물질을 투입한 볼 베어링을 실험용으로 제작한 것이다. 이와 같은 결함을 가지는 볼 베어링을 CSD 시스템에 결함하여 베어링의 볼 결함을 탐지하는 CSD 시스템의 건전성 감시 실험을 실시하였다.

(5) 베어링 외륜 결함 형태 및 위치

베어링 고장(failure)은 산업 기계에서 가장 흔한 결함 중 하나이다. 특히 회전기기의 고장 원인에서 베어링의 손상이 큰 비율을 차지하고 있다⁽¹⁵⁾. 이러한 결함은 과도한 부하(overload), 부적절한 기기 운전이

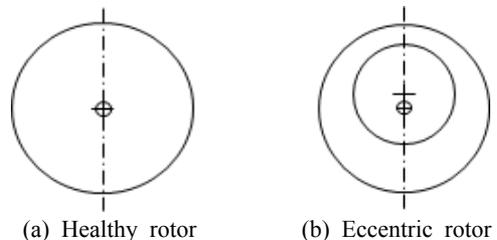


Fig. 4 Details of rotor fault for experiment

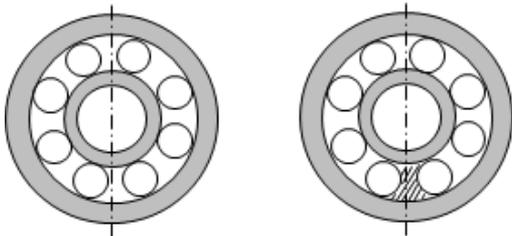
나 피로로 인해 외륜에 흠집이 나타나는 박리 손상으로 장시간 운전할 경우 베어링 온도가 상승하여 소착되고 큰 사고로 이어질 수 있다⁽¹⁶⁾.

Fig. 6은 이 실험에서 사용되었던 정상 볼 베어링과 외륜에 구멍을 갖는 볼 베어링의 형상을 나타내고 있다. Fig. 6의 (b)는 외륜에 구멍을 내어 볼 베어링을 실험용으로 제작한 것이다. 이와 같은 결함을 가지는 볼 베어링을 CSD 시스템에 결합하여 베어링의 외륜 결함을 탐지하는 CSD 시스템의 건전성 감시 실험을 실시하였다.

(6) 다중 결함의 파손 형태 및 위치

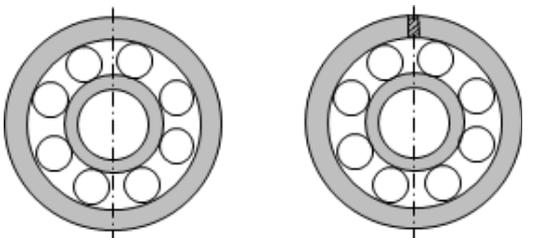
단일 부품의 결함으로 인해 불균형 가진력이나 충격 신호가 발생하고 이를 인지하지 못한 상태에서 운전이 지속되면 베어링, 기어 등 주변 부품으로의 다중 결함을 유발하는 경우가 발생한다. 따라서 다중 결함의 신호를 확보하여 학습 후 결함 부품의 종류를 정확히 분류할 필요가 있다. 다중 결함을 가지는 CSD 시스템의 실험은 결함을 갖는 단일 부품을 CSD 시스템에 결합 후 실험하여 신호를 측정하였다.

Table 1은 CSD 시스템의 단일 결함 및 다중 결함을 갖는 부품의 종류를 나타낸다. 빈칸은 정상 부품이 결합됨을 나타낸다.



(a) Healthy gear (b) Foreign substance between balls

Fig. 5 Details of bearing fault for experiment



(a) Healthy gear (b) A hole at outer race

Fig. 6 Details of bearing fault for experiment

3. 신호처리

3.1 고속 푸리에 변환

푸리에 변환은 시간 축에서 측정된 신호를 주파수 축으로 변환시켜준다. 고속 푸리에 변환(fast Fourier transform)은 이산 푸리에 변환(discrete Fourier transform, DFT)을 빠르게 수행하는 기법이다⁽¹⁵⁾. 고속 푸리에 변환을 적용하여 결함 주파수의 확인 등 주파수 영역의 정보를 확인할 수 있다(식 (1)).

$$f_i = \sum_{k=0}^{n-1} x_k e^{-\frac{2\pi i}{n}jk} \quad j=0, \dots, n-1 \quad (1)$$

3.2 PSD 이론

랜덤 진동의 진동 해석에서 효과적인 주파수 분석 기법으로 신호의 파워를 주파수 축에서 주파수 별 분포로 나타낸다. PSD (power spectral density)는 식 (2)와 같이 통계적인 방법으로 정의된다.

$$S_{xx}(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau \quad (2)$$

3.3 CSD 시스템의 진동 신호의 주파수분석

Fig. 7은 정상 부품이 결합된 CSD 시스템의 x축의 진동 FFT 그래프이고 Fig. 8는 절손 된 기어가 결합된 CSD 시스템의 x축 진동 FFT 그래프이다. 또한 Fig. 9는 teeth pitting을 가지는 기어가 결합된 x축 진동 FFT 그래프를 나타낸다.

Table 1 Defective parts of multiple fault in CSD system

No.	Bearing	Gear	Rotor
1	-	3 teeth pitting	-
2	-	0.5 tooth broken	-
3	-	-	Eccentricity
4	A hole through outer race	-	Eccentricity
5	Foreign substance between balls	-	Eccentricity
6	-	1 tooth broken	Eccentricity
7	A hole through outer race	-	Eccentricity
8	Foreign substance between balls	1 tooth broken	Eccentricity

절손된 기어가 결합된 경우 충격 신호가 발생하여 기어의 맞물림 주파수인 449 Hz에서 높은 진동속도가 확인된다. 따라서 기어 절손으로 인한 결합 주파수임을 확인하여 결합을 기어 절손으로 분류할 수 있다. 그러나 기어 피팅이 발생한 부품이 결합된 경우 Fig. 9에서 결합 주파수의 높은 가속도같은 뚜렷한 고장의 양상을 확인하기 어려워 결합 부품의 분류가 어렵다.

4. 신경회로망을 이용한 분류기 개발

Fig. 10은 한 개의 뉴런(neuron)에서 입력 x 와 출력 y 의 관계를 나타낸다. 한 개의 층(one layer)을 갖는 신경회로망은 식 (3)과 같이 표현된다.

$$Y = f(WX + b) \tag{3}$$

입출력 관계가 복잡한 문제를 해석하기 위해서는 일반적으로 Fig. 11과 같은 다층 신경회로망을 사용하며 식 (4)와 같이 표현된다.

$$Y = f^3(W^3 f^2(W^2 f^1(W^1 X + b^1) + b^2) + b^3) \tag{4}$$

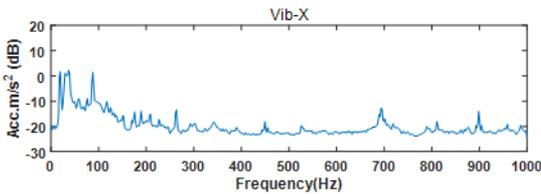


Fig. 7 PSD of CSD System with normal parts

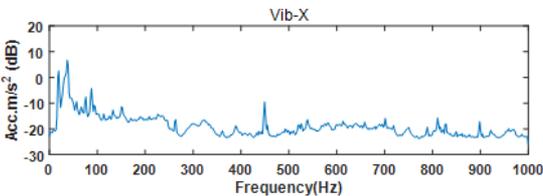


Fig. 8 PSD of CSD System with a broken tooth of gear

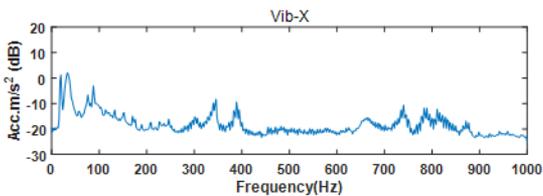


Fig. 9 PSD of CSD System with gear pitting

식 (3), (4)에서 $X=[x_1 \ x_2 \ \dots \ x_p]^T$ 는 입력벡터, $Y=[y_1 \ y_2 \ \dots \ y_n]^T$ 는 출력 벡터, f 는 전달함수(transfer function), W 는 가중치(weight) 행렬을 나타낸다.

이 연구에서는 입력층 (input layer)에는 233개 입력 뉴런, 은닉층 (hidden layer)에서는 110개의 뉴런을 사용하였고 출력층 (output layer)에는 결합의 종류를 나타내는 9개의 뉴런을 갖는 신경회로망을 구현하였으며, 결합 분류를 위해서 출력층에는 softmax 함수를 적용하였다.

신경 회로망의 입력 값으로 x 축, y 축, z 축 진동을 단시간 푸리에 변환(short time Fourier transform)을 적용하여 얻어진 FFT data를 사용하였고 목표 값으로 고장번호를 one-hot in coding 방식으로 변환하여 적용하였다. 2096개의 70%인 1468개의 FFT data를 신경회로망 학습과정에 사용하여 최적화된 가중치 행렬 W 를 구하였다. 나머지 30%는 validation과 test에 각각 15%씩 314개를 사용하였다. Fig. 12부터 Fig. 20의 target은 one-hot in coding 된 고장번호이며, test는 최적화된 신경회로망을 이용하여 계산된 출력 값이며 target 기호와 test 기호가 일치하는 것은 정확한 분류를 나타낸다. 각 데이터의 target 값이 1이면 각

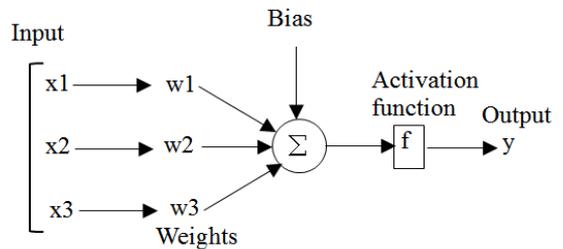


Fig. 10 Schematic of neural network in one neuron

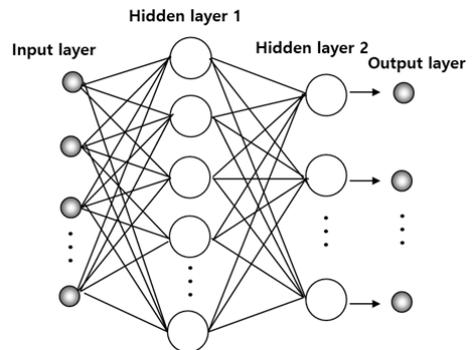


Fig. 11 Schematic of multilayer neural network

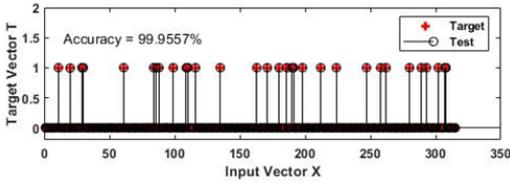


Fig. 12 Classification of vibration data measured in *x*-direction on the normal condition of the CSD system

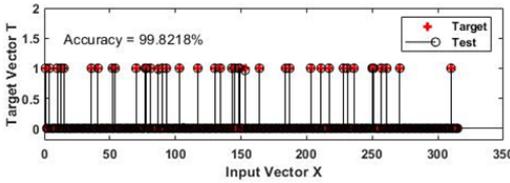


Fig. 13 Classification of vibration data measured in *x*-direction for the CSD system with gear pitting

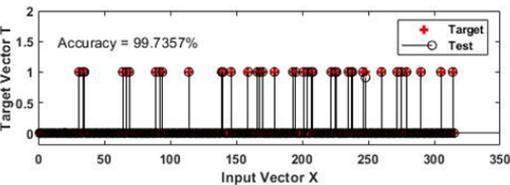


Fig. 14 Classification of vibration data measured in *x*-direction for the CSD system with gear failure

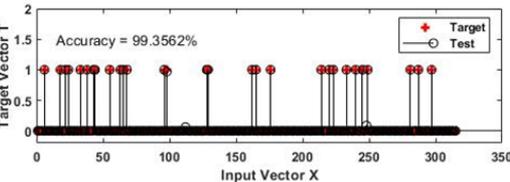


Fig. 15 Classification of vibration data measured in *x*-direction for the CSD system with rotor eccentricity

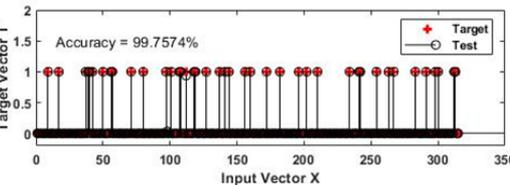


Fig. 16 Classification of vibration data measured in *x*-direction for the CSD system with multiple defect 4 in Table 1

해당 조건에 대한 결함을 나타내며, 0 이면 다른 조건에 대한 결함을 나타낸다. Fig. 12부터 Fig. 20까지 target 값과 test 값이 각 해당 조건에 잘 일치하여 해당 결함이 95 % 이상 탐지 됨을 알 수 있다.

실제 고장번호와 신경회로망의 출력 값은 Table 2와 같이 평균 98.7%의 정확도를 나타낸다.

CSD 시스템의 건전성 감시 실험 결과 여러 축의 진동 신호 중 가장 정확도가 높은 *X*축의 진동 신호를

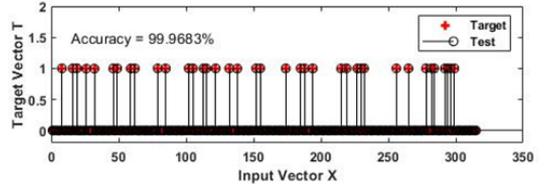


Fig. 17 Classification of vibration data measured in *x*-direction for the CSD system with multiple defect 5 in Table 1

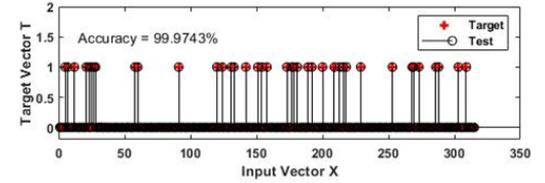


Fig. 18 Classification of vibration data measured in *x*-direction for the CSD system with multiple defect 6 in Table 1

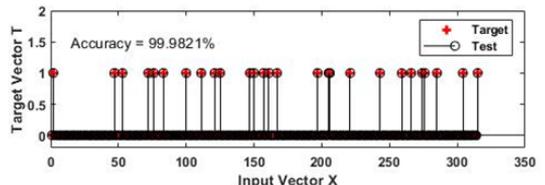


Fig. 19 Classification of vibration data measured in *x*-direction for the CSD system with multiple defect 7 in Table 1

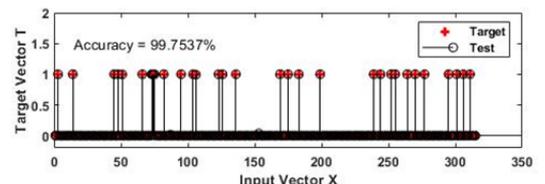


Fig. 20 Classification of *x*-axis between neural output and target for multiple defect 8 in Table 1

Table 2 Accuracy of classification based on ANN

	x-axis	y-axis	z-axis
Accuracy	99.30%	98.33%	98.39%

이용하는 것이 바람직하다.

5. 결 론

CSD 시스템의 건전성 감시 방법으로서 이 연구에서는 신경회로망을 이용하는 방법을 제안하였다. 신경회로망의 입력 값으로 결함 종류에 따른 FFT data를 사용하였고 목표 값으로 one-hot in coding 방식의 고장번호를 사용하였다. 학습과정을 통해 최적화된 신경회로망의 출력 값은 실험에 사용된 315개에 대해 평균 98.8%의 정확도를 나타냄으로써 CSD 시스템의 건전성 감시에 사용될 수 있음을 확인하였다.

단일 결함 및 다중 결함을 갖는 CSD 시스템에 대한 건전성 감시 실험을 통해 충격 신호뿐만 아니라 일반적인 신호를 가지고 있는 CSD 시스템의 건전성 감시에 있어 이 연구에서 제시한 신경회로망을 이용한 고장 분류 기법이 탁월한 유용성이 있음을 검증할 수 있었다.

References

(1) Lee, S. K. and Sim, J. S., 2009, Condition Monitoring in Gear System Using Spike Wavelet Transform, The Acoustical Society of Korea, Vol. 20, No. 5, pp. 21~27.

(2) Dyer, D. and Stewart, R.M., 1978, Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis, Journal of Mechanical Design, Vol. 100, No. 2, pp. 229~235.

(3) Randall, R., 1982, Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Detection, B&K Application Note, Technical Report, pp. 13~150.

(4) Lee, S. K. and White, P. R., 1997, Higher-order Detection in Rotating Machinery, Mechanical System and Signal Processing, Vol. 11, No. 4, pp. 637~650.

(5) Lee, S. K. and White, P. R., 1999, Two-stage Adaptive Line Enhancer and Sliced Wigner Trispectrum for the Characterization of Faults from Gear Box Vibration Data, Journal of Vibration Acoustics, Vol.

121, pp. 488~494.

(6) Boulahbal, D., Golnaraghi, M. F. and Ismail, F., 1999, Amplitude and Phase Wavelet Maps for The Detection of Cracks in Geared Systems, Mechanical System and Signal Processing, Vol. 13, No. 3, pp. 423~436.

(7) Braun, S. G., Ewins, D. J. and Rao, S. S., 2002, Encyclopedia of Vibration, Academic Press, pp.143~150, pp. 597~603.

(8) Staszewski, W. J., 1994, The Application of Time-variant Analysis to Gearbox Fault Detection, PhD Dissertation, Manchester University, pp. 109~117.

(9) Lee, S. K., 1999, Application of the L-wigner Distribution to the Diagnosis of Local Defects of Gear Tooth, KSME International Journal, Vol. 13, No. 2, pp. 144~157.

(10) Liang, X. H., Liu, Z. L., Pan, J. and Zuo, M. J., 2017, Spur Gear Tooth Pitting Propagation Assessment Using model-based Analysis, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol 30, No. 6, pp. 1369~1382.

(11) Kalathur Kumar, D. S., Sriram, G., Mani, V. N. and Kumar, V. P., 2016, Investigating of Pitting Formation on Gear Tooth and Evaluating Life Time of Gears Using Sem, Vol. 3, No. 6, pp. 96~103.

(12) Frosini, L. and Pennacchi, P., 2004, Detection and Modelling of Rotor Eccentricity in Electrical Machines: an Overview, IMechE Event Publications, Vol. 1, No. 2, pp. 501~510.

(13) Baek, H. Y., Pyun, J. M., Lee, D. Y. and Park, T. J., 2015, Improving the Endurance Life of Deep Groove Ball Bearings for Automotive Transmission, Tribology and Lubricants, Vol. 31, No. 6, pp. 281~286.

(14) Im, J., Choi, Y., Kim, S., Kim, T and Im, J., 2015, Development of Early Monitoring System of Bearing Fatigue Defection of a Shaft in Railway Vehicle, Proceedings of 2015 Spring Conference in the Society of Korea Railway, pp. 294~297.

(15) Kumbhar, A. J. and Chhapkhane, N. K., 2014, Detection of the Distributed Defects on Inner & Outer Race of Ball Bearing using Vibration Analysis, International Journal of Engineering Research & Technology, Vol. 3, No. 11, pp. 147~150.

(16) R. H. Jeoung,, Lee B. G. and Lee, D. H., 2010, Study on Detection Technique for Outer-race Fault of the Ball Bearing in Rotary Machinery, Journal of The Korean Society of Safety, Vol. 25, No. 5, pp. 1~6.

(17) Heideman, M., Johnson, D. and Burrus, C., 1984, Gauss and the History of the Fast Fourier Transform, IEEE ASSP Magazine, Vol.1, No. 4, pp. 14~21.

(18) Davies, P. and Laux, P. D., 2000, Artificial Neural Network Modeling of Human Response to Synthesized Machinery-like Sound, Proceedings of the 7th International Congress on Sound and Vibration, Garmisch-Partenkirchen, Germany, pp. 2461~2468.

(19) Lee, S. K., Chae, H. C., Park, D. C. and Jung, S. G., 2002, Sound Quality Index Development for the Booming Noise of Automotive Sound Using Artificial Neural Network Information Theory, Proceedings of the Inter-Noise and Noise-Con Congress and Conference, Vol. 2002, No. 1, pp. 35~40.

(20) Dai, Y., Lim, T. C. and Karr, C. L., 2002, Neural Network Simulation of Subjective Response to Brake Squeal Noise, Proceedings of the Inter-Noise and Noise-Con Congress and Conference, Vol. 2002, No. 1, pp. 65~70.



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



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



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

차단력 측정이용 차량 럼블링 소음의 전달경로해석

Identification of Rumbling Noise in a Passenger Car using Blocked Force Transfer Path Analysis

백지선* · 안강현* · 신태진* · 이상권† · 한두희** ·
진재민** · 정인수**

Jiseon Back*, Kanghyun An*, Taejin Shin*, Sang Kwon Lee, Doohee Han**,
Jaemin Jin** and Insoo Jung**

(Received May 26, 2020 ; Revised June 12, 2020 ; Accepted June 16, 2020)

Key Words : Blocked Force(차단력), Transfer Path Analysis(전달경로), Rumbling Noise(럼블링), Powertrain(파워트레인), Interior Noise(실내소음)

ABSTRACT

Rumbling noise generated in a car interior is a phenomenon that occurs when vibration and noise generated by the engine are transmitted to the vehicle interior. Resonance may occur in the main parts of the transmission path during the transmission of the vibration and noise, causing the rumbling noise to increase. A transmission path analysis technique has been used to identify the transmission path that causes the rumbling noise. This method measures the contact force of the mount that connects the vehicle body and the engine, based on which it analyses the transmission path. However, to measure the contact force, the engine must be separated from the vehicle body. To compensate for this shortcoming, this study proposes a method called blocked force transfer path analysis, which does not require the separation of the engine and vehicle body. The proposed method is applied to the identification of the transmission path responsible for the rumbling noise generated in a small passenger car.

1. 서론

럼블링 소음은 엔진 가속시 실내에서 발생하는 거친소음으로 정의된다⁽¹⁾. 주행 중 차량의 실내에서 발생하는 럼블링 소음에 대한 음질을 개선하기 위해서 전달 경로 해석(transfer path analysis) 방법이 널리 사용되어 왔다⁽¹⁾. 차량의 주요 동력원인 엔진과 변속

기에서 발생하는 소음과 진동이 럼블링 소음의 주요 원인으로 알려져 있다⁽²⁾. 엔진의 연소에 의해서 발생하는 엔진의 소음은 공기 전달 경로(airborne path)를 통하여 차량 실내로 전달되고, 엔진의 진동은 구조 전달경로(structure-borne path)를 통하여 실내로 전달된다. 특히 구조 전달경로 상에 존재하는 구조물의 공진현상은 럼블링 소음을 증폭시킨다. 널리 사용되어 온 전통적인 전달경로해석 방법은 전달경로 상

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Mechanical Eng., Inha University, Professor

E-mail : sankwon@inha.ac.kr

* Dept. of Mechanical Eng., Inha University, Student

** Hyundai Motors Perceived Materials Research Team, Researcher

‡ Recommended by Editor Chan Jung Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

에 존재하는 엔진과 변속기의 마운트 부에서 접촉력 (contact force)을 측정하여 주요 구조 전달경로를 규명하였다. 마운트 부의 접촉력을 측정하려면 엔진과 변속기를 차체로부터 분리해야 한다. 이러한 분리 작업은 시간이 많이 소요되며, 분리과정에서 경계 조건이 변경된다. 접촉력은 경계조건에 의해 영향을 받음으로 운전 중에 발생하는 접촉력과 전달경로해석 방법을 통하여 예측된 접촉력 사이에는 분리조건에 따라 오차가 존재한다. 최근에 이 문제를 해결하기 위해서 차단력 전달 경로 해석(blocked force transfer path analysis) 방법이 사용되고 있다⁽³⁻⁸⁾. 이 방법은 마운트 부에서 엔진의 차단력을 측정하여 전달경로해석에 사용한다. 이 방법의 장점은 엔진과 변속기를 차체로부터 분리하지 않는 장점이 있다. 파워트레인의 차단력은 마운트의 위치에 따라서 다르며 차체의 조건에 영향을 받지 않는 힘이다⁽³⁾. 최근에 이 방법은 로드노이즈의 전달 경로를 규명하기 위해서 현가장치에 의한 전달경로해석에 적용되었다⁽⁴⁾. 또한 조향 시스템의 진동 전달경로해석에도 적용되었다⁽⁵⁾. 전기자동차의 다양한 현가장치에 대한 진동 전달경로를 비교 분석하는데 적용되었다⁽⁶⁾. 전기 자동차에서 이 방법과 전통적인 방법 사이의 차이점이 조사되었다⁽⁷⁾. 이 논문에서는 차단력 전달경로해석 방법을 이용하여 소형승용차의 실내에서 발생한 럼블링 소음의 전달 경로를 규명하고 개선하는 연구를 진행하였다.

2. 전달경로해석 방법

2.1 전달경로해석

전달경로에 대한 이론적 설명을 위해서 Fig. 1과 같이 차량 시스템을 고려하면, 차량은 엔진과 변속기로 이루어진 동력계와 동력계가 장착되는 차체로 이루어져 있다. 동력계를 차체로부터 분리하면 Fig. 2와 같이 분리되어 시스템 A는 동력계이고 시스템 B는 자동차의 현가장치를 포함한 차체이며 두 시스템은 여러 개의 마운트로 연결되어 있다.

엔진에 의해서 동력계에서 발생하는 가진력이 마운트를 통하여 차체를 가진함으로 발생하는 차체의 진동과 차량실내의 공명으로 인해서 발생하는 구조기인소음(structure borne noise)을 예측하기 위한 수식은 식 (1)과 같이 표현된다⁽¹⁾.

$$\tilde{p}_k^{AB} = \mathbf{H}_{ik}^B \mathbf{f}_i \tag{1}$$

여기서 \mathbf{H}_{ik}^B 는 시스템 A와 시스템 B가 분리된 상태에서 시스템 B에서 마운트 i 지점을 가진하여 운전석 k 지점에서 소음을 측정한 소음전달함수(noise transfer function)이며, \mathbf{f}_i 는 마운트에서 차체를 가진하는 접촉력이다. 이때 접촉력은 차량이 주행 중에 측정된 힘이어야 한다. \tilde{p}_k^{AB} 는 시스템 A와 시스템 B의 결합된 조건하에서 차량이 주행 중에 운전석 k 위치에서 예측된 음압이다. 이 예측된 음압은 실제 측정된 음압과 동일해야 정확한 예측 값이 된다. 실제로 차량이 주행 중에 접촉력을 직접 측정하는 것은 매우 어렵다. 따라서 많이 사용하는 방법으로 역 강성법(inverse stiffness method)을 사용한다⁽¹⁾. 차량 주행 중에 j 점에서 가속도는 식 (2)와 같이 표현 가능함으로,

$$\mathbf{a}_j^{AB} = [\mathbf{Y}_{ij}^B] \mathbf{f}_i \tag{2}$$

역 강성법은 식 (3)과 같이 표현된다.

$$\mathbf{f}_i = [\mathbf{Y}_{ij}^B]^{-1} \mathbf{a}_j^{AB} \tag{3}$$

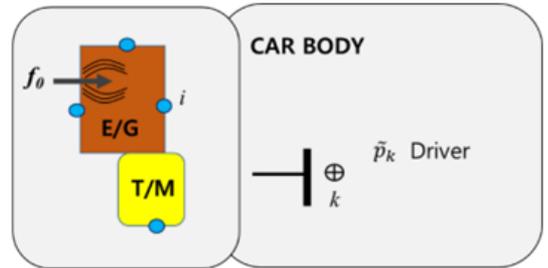
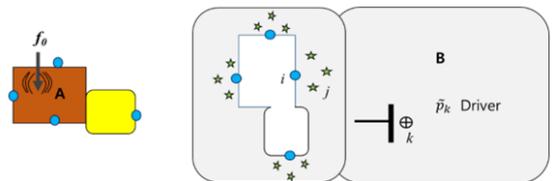


Fig. 1 Car system composed of a powertrain system A and car body system B



(a) Subsystem A is the powertrain (b) Subsystem B is the car's body

Fig. 2 Separated car system

식 (2)와 식 (3)에서 $[Y_{ij}^B]$ 는 두 시스템이 분리된 상태에서 시스템 B의 i 점을 가진하여 j 점에서 측정된 가속도값을 나타내는 진동전달함수이다. \mathbf{a}_j^{AB} 는 주행 중 j 점에서 측정된 진동 가속도 값이다. 실제 차량이 주행 중에 차체의 임의점에서 측정된 가속도를 이용하여 주행 중 마운트에서의 가진력을 예측하는 것이다. 따라서 일반적인 전달경로해석 방법은 전달함수의 측정을 위해서 동력계와 차체를 분리해야 하는 단점이 있다.

2.2 차단력 전달경로해석

차단력 전달경로해석 방법은 선형시스템에 대한 모빌리티 이론⁽⁸⁾을 적용하여 시스템 A와 시스템 B의 결합부에서 시스템 A에 의해서 발생하는 힘을 차단하는 차단력을 측정하여 전달경로해석을 하는 방법이다. 연구에 사용되는 시스템이 선형시스템으로 가정하면, Fig. 3과 같은 선형시스템에서 모빌리티 이론을 적용하여 시스템의 입력과 출력의 관계를 나타내면 식 (4)와 같다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{a}_1 \\ \mathbf{a}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}_{11} & \mathbf{Y}_{12} \\ \mathbf{Y}_{21} & \mathbf{Y}_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_1 \\ \mathbf{f}_2 \end{bmatrix} \tag{4}$$

여기서 \mathbf{Y}_{ij} 는 i 와 j 사이의 진동 전달함수이며, \mathbf{a}_j 와 \mathbf{f}_j 는 각각 출력부의 진동가속도와 입력부 가진력이다. 이 원리를 Fig. 1에서 보여주는 차량에 적용하면, A, B 두 시스템의 입력과 출력 사이에 대한 관계식은 행렬식으로 식 (5)와 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{a}_o^A \\ \mathbf{a}_i^A \\ \mathbf{a}_i^B \\ \mathbf{a}_k^B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}_{oo}^A & \mathbf{Y}_{oi}^A & 0 & 0 \\ \mathbf{Y}_{io}^A & \mathbf{Y}_{ii}^A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{Y}_{ii}^B & \mathbf{y}_{ik}^B \\ 0 & 0 & \mathbf{Y}_{ki}^B & \mathbf{Y}_{kk}^B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_o \\ \mathbf{f}_i^A \\ \mathbf{f}_i^B \\ 0 \end{bmatrix} \tag{5}$$

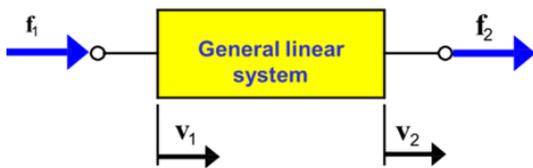


Fig. 3 Multiple inputs and multiple outputs for a linear system

여기서 \mathbf{Y} 는 각각의 전달함수이며 \mathbf{f} 와 \mathbf{a} 는 각 시스템의 위치에서 힘과 가속도이다. 위첨자는 각 시스템 A, B를 나타내며, 아래 첨자는 가속도 및 힘의 측정 위치를 나타낸다. 차량의 경우 엔진에서 발생하는 힘 \mathbf{f} 는 마운트부 i 위치로 전달된다. 따라서 i 위치에서의 접촉력 \mathbf{f}_i 는 힘 \mathbf{f}_i 와 상관성이 있다. 두 시스템이 결합된 조건을 유지한다면 결합부 i 위치에서 가속도 및 힘에 대한 식 (6)과 같이 경계조건을 만족해야 한다.

$$\mathbf{a}_i^A = \mathbf{a}_i^B \tag{6a}$$

$$\mathbf{f}_i = \mathbf{f}_i^A = -\mathbf{f}_i^B \tag{6b}$$

식 (6a)를 식 (5)에 대입하여 접촉력을 구하면 식 (7)과 같다.

$$\mathbf{f}_i = -[\mathbf{Y}_{ii}^A + \mathbf{Y}_{ii}^B]^{-1} \mathbf{Y}_{io}^A \mathbf{f}_o \tag{7}$$

그리고 k 점에서의 가속도는 식 (6b)를 식 (5)에 대입하면 식 (8)과 같이 표현된다.

$$\mathbf{a}_k^B = -\mathbf{Y}_{ki}^B \mathbf{f}_i = \mathbf{Y}_{ki}^B [\mathbf{Y}_{ii}^A + \mathbf{Y}_{ii}^B]^{-1} \mathbf{Y}_{io}^A \mathbf{f}_o \tag{8}$$

A와 B가 결합된 선형시스템에서 A 시스템에 가해진 외력 \mathbf{f}_o 에 의한 시스템 B의 k 위치에서 진동 가속도는 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\mathbf{a}_k^B = \mathbf{Y}_{ko}^{AB} \mathbf{f}_o \tag{9}$$

여기서 \mathbf{Y}_{ko}^{AB} 결합된 시스템 AB에서의 가진점과 응답점 사이의 전달 함수이다. 식 (8)과 식 (9)로부터 전달함수 \mathbf{Y}_{ko}^{AB} 을 유도하면, 식 (10)과 같다.

$$\mathbf{Y}_{ko}^{AB} = \mathbf{Y}_{ki}^B [\mathbf{Y}_{ii}^A + \mathbf{Y}_{ii}^B]^{-1} \mathbf{Y}_{io}^A \tag{10}$$

결합된 시스템에서 시스템 B의 i 점에서 차단력 (blocked force) \mathbf{f}_i^b 가 적용되면 시스템 B의 k 위치에서의 진동가속도 응답은 식 (11)과 같이 표현된다.

$$\mathbf{a}_k^B = \mathbf{Y}_{ki}^{AB} \mathbf{f}_i^b \tag{11}$$

여기서 차단력 \mathbf{f}_i^b 는 결합시스템의 i 점에서의 시스템 A에 대한 차단력이다. 결합된 상태에서 차단력을 직

접적으로 측정하기는 매우 어렵다. 분리된 상태에서도 차단력을 직접 측정하려면 시스템 A에 외력 \mathbf{f}_o 가 가해질 때 시스템 A의 i 위치에서 변위가 “0”이 되는 경계조건을 만들어야 한다. 현실적으로 엔진과 폭발력 \mathbf{f}_o 가 매우 큰 경우는 이러한 경계 조건을 만드는 것은 매우 어렵다.

또한 양단자유(free-free) 경계조건을 만들어서 시스템 A를 완전히 자유롭게 하여 측정하는 방법이 있으나 엔진의 고정 없는 강제진동은 불가능하다. 따라서 간접적으로 측정해야 한다. 간접적인 방법으로 식 (11)은 식 (5)에서 \mathbf{f}_o 를 “0”으로 가정하고 차단력을 i 에 적용하는 경우와 동일함으로 식 (5)에 \mathbf{f}_o 를 “0”에 두고, 차단력 \mathbf{f}_i^b 를 i 점에 적용하여, 식 (10)의 유도방식과 동일한 방법으로 유도하면 A, B 두 시스템이 결합된 전달함수 \mathbf{Y}_{ki}^{AB} 는 식(12)와 같이 표현된다.

$$\mathbf{Y}_{ki}^{AB} = \mathbf{Y}_{ki}^B \left[\mathbf{Y}_{ii}^A + \mathbf{Y}_{ii}^B \right]^{-1} \mathbf{Y}_{ii}^A \quad (12)$$

시스템 A와 시스템 B 사이에 강성행렬 \mathbf{k} 를 가진 절연체가 존재한다면 결합된 전달함수는 식 (13)과 같이 표현된다⁽⁹⁾.

$$\mathbf{Y}_{ki}^{AB} = \mathbf{Y}_{ki}^B \left[\left(\frac{\mathbf{k}}{j\omega} \right)^{-1} \mathbf{Y}_{ii}^A + \mathbf{Y}_{ii}^B \right]^{-1} \mathbf{Y}_{ii}^A \quad (13)$$

식 (8), 식 (11) 및 식 (12)로부터 차단력 \mathbf{f}_i^b 는 식 (14)와 같이 표현된다.

$$\mathbf{f}_i^b = \left(\mathbf{Y}_{ii}^A \right)^{-1} \mathbf{Y}_{io}^A \mathbf{f}_o \quad (14)$$

식 (14)는 차단력의 정의를 사용하여 증명된다. 앞에서 논의한 두 시스템의 분리 상태에서 차단력을 직접적으로 구하는 방법은 시스템의 A가 힘 \mathbf{f} 에 의해서 구동될 때 시스템 A의 i 점에서의 변위는 $\mathbf{a}_i^A = \mathbf{a}_i^B = 0$ 이 되는 조건에서 i 점에 작용되는 힘이 차단력이다. 이것을 시스템 A에 대한 입출력 관계를 수학적으로 표현하면 식 (15)와 같다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{a}_o^A \\ \mathbf{a}_i^A = 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}_{oo}^A & \mathbf{Y}_{oi}^A \\ \mathbf{Y}_{io}^A & \mathbf{Y}_{ii}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{f}_o \\ \mathbf{f}_i^b \end{bmatrix} \quad (15)$$

식 (15)를 풀면, 차단력 \mathbf{f}_i^b 는 식 (14) 같이 표현된다. 식 (11)에서 결합시스템에서 진동가속도를 구하는 것과 같은 동일한 방법으로 시스템 B의 임의점에서의 소음은 소음전달함수(noise transfer function) \mathbf{H}_{ki}^{AB} 를 이용하여 식 (16)과 같이 표현된다.

$$\tilde{\mathbf{p}}_k^B = \left[\mathbf{H}_{ki}^{AB} \right] \mathbf{f}_i^b \quad (16)$$

식 (16)은 차단력 전달경로해석 방법을 이용한 소음 예측에 대한 수학적 표현이다. 식 (1)을 식 (16)과 비교하면, 기존의 전달경로해석 방법과 차단력 전달 경로해석 방법의 차이는 소음전달함수와 연결부에서의 가진력이다. 식 (16)을 이용하여 소음을 추정하려면, 결합된 소음 전달함수와 결합부에서 차단력을 측정해야 한다. 차단력은 식 (11)을 이용하여 간접적으로 측정한다. 식 (11)은 두 시스템이 결합된 결합시스템임으로 진동가속도는 \mathbf{a}_k^B 는 \mathbf{a}_k^{AB} 로 된다. 따라서 차단력을 간접적으로 측정하기 위해서 식(11)에서 차량이 구동 중에 시스템 B의 임의의 j 위치에서 구동 진동가속도를 측정하여 전달함수 \mathbf{Y}_{ij}^{AB} 를 이용하여 구하면 된다. 이것의 수학적 표현은 식 (17)과 같다.

$$\mathbf{f}_i^b = \left[\mathbf{Y}_{ij}^{AB} \right]^{-1} \mathbf{a}_j^B \quad (17)$$

3. 차량의 적용실험

3.1 실험조건 및 장치

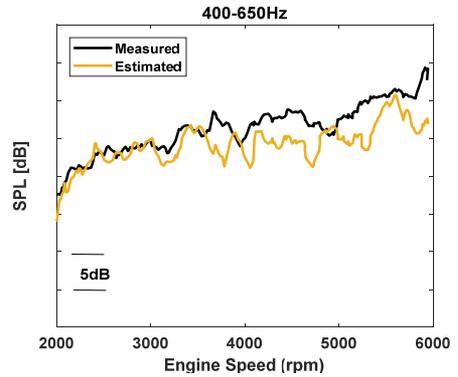
시험차량은 1.5 리터 가솔린 엔진이 장착된 소형 차량이다. Fig. 4는 이 차량의 동력계 배열과 내부 소음 및 진동을 측정하는데 사용되는 센서를 보여준다. 시험차는 전부하 상태에서 1000 r/min에서 6000 r/min으로 가속하면서 진행되었다. 내부 소음 측정에 사용된 센서는 1/2인치 마이크로폰(Bruel & Kjaer, 4506)을 사용하였다. 마운트 위치와 표시기 위치 사이의 운동 기능을 측정하기 위해 충격해머(PCB, 086C03)를 사용하여 표시기(indicate) 위치를 가진하고 마운트 당 3개의 표시기에 가속도계(Endevco, 65HT 10704)를 사용하여 진동 전달 함수 \mathbf{Y}_{ij}^{AB} 측정했다.

동력계와 차체의 결합된 조건에서 차체측의 표시기 위치에는 Fig. 4와 같이 9개의 빨간색 점이 표시된다. 9개의 표시기 위치에서의 구동 진동가속도

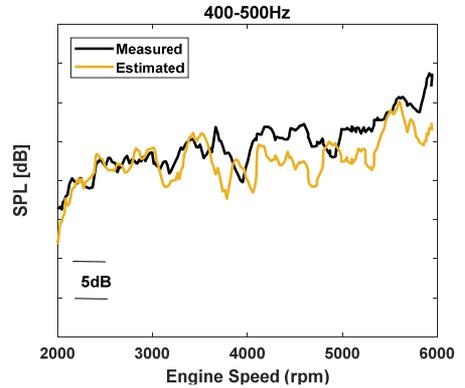
a_j^{AB} 는 측정되었다. 구조음향상반정리(vibro-acoustic reciprocity)⁽¹⁰⁾를 이용하여 소음전달합수 주파수 합수 H_{ki}^{AB} 의 측정을 위해, 음향 가진기(LMS, low frequency, Qsource)를 운전석에 설치하였고, 진동 측정을 위해 각 마운트 i 위치에 3축 가속도계(Endevco, 65HT 10704)를 부착했다. 차체측과 엔진 및 변속기 측의 센서 위치는 Fig. 4에서 총 6개의 검정색 점이 이러한 센서 위치를 나타낸다. 센서에서 측정된 데이터는 주파수분석기(LMS, Mobile)에서 2048 Hz로 샘플링하여 수집하였다.

3.2 럼블링 소음(Rumbling Noise) 측정

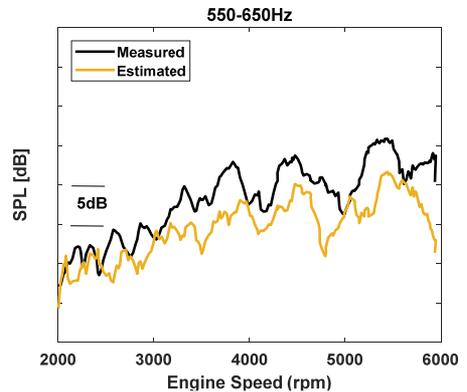
Fig. 4와 같이 운전석 위치에 있는 마이크로 폰을 사용하여 차량 실내소음을 측정하였다. Fig. 5는 가속 중 실험 차량 내부에서 측정 된 럼블링 소음에 대한 주파수 분석 결과를 3차원 칼라 (color) 스펙트로그램으로 나타낸다. 문헌^(11,12)에 따르면 럼블링 소음의 주파수 범위는 250 Hz ~ 5500 Hz이다. 450 Hz 및 590 Hz의 주파수에서 심한 럼블링 소음이 발생하였다. 엔진



(a) 400 Hz ~ 650 Hz



(b) 400 Hz ~ 500 Hz



(c) 550 Hz ~ 650 Hz

Fig. 6 Comparison of the measured interior noise with the interior noise calculated using the in-situ BF-TPA method for the frequency band

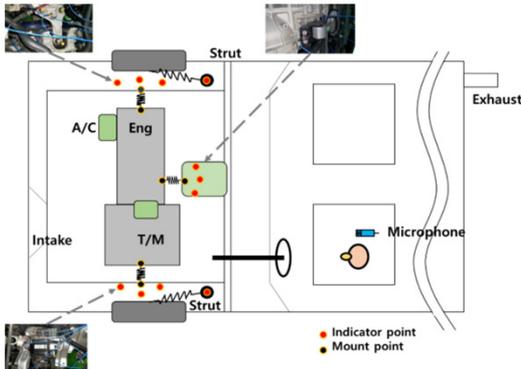


Fig. 4 Scheme of the test vehicle and the position of the sensors attached to the test vehicle to measure the interior sounds and vibrations

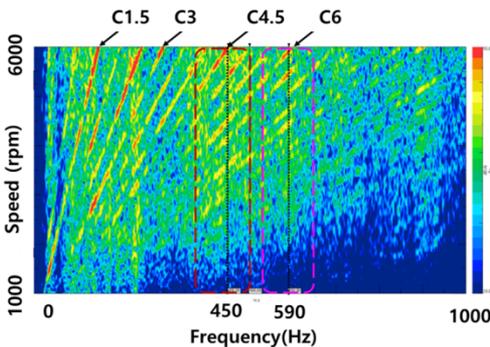


Fig. 5 Spectrogram of the interior noise measured at the driver ear position inside of the test vehicle

크랭크 샤프트의 회전 주파수의 고조파 차수의 변조로 인해 럼블링 소음이 발생하였다. C1.5, C3, C4.5 및 C6은 엔진 회전 주파수에 대한 조화 차수(harmonic order)를 나타낸다. 럼블링 소음과 관련된 차수는 4.5 이상이다. 이 연구에서는 차단력 전달경로해석 기술을 이용하여 럼블링 소음 전달경로를 규명하였다.

3.3 차단 전달경로해석 응용 럼블링 소음 규명

전달경로해석 방법을 이용한 실내소음 추정은 식 (16)을 이용한다. Fig. 6은 럼블링 소음 주파수 영역에서 측정된 실내 소음과 추정된 실내 소음에 대한 비교이다. 이 결과에 따르면, 측정 소음과 추정 소음 사이에는 Fig. 6(a)와 같이 3500 r/min 이상 고속에서 차이가 존재한다. 엔진소음 전달경로는 엔진 방사음이 실내로 투과하여 발생하는 공기 전달음과 엔진 진동에 기인하는 구조 전달음에 기인하는데, 차단력

전달경로해석 기술은 주로 엔진 진동에 기인하여 발생하는 구조 전달경로에 대한 기여도를 나타냄으로, 고속에서 럼블링 소음의 추정과 측정의 차이는 공기 전달경로에 기인한 것으로 사료된다. 특히 고속에서는 엔진의 방사음이 매우 높음으로 엔진 회전수가 증가하면 럼블링 방사소음이 증가하여 공기전달 경로 기여도가 증가한다. 엔진 방사에 기인하는 공기 전달 경로 기여도는 이 연구에서 제외되었다. 또한 Fig. 6(b)와 Fig. 6(c)를 보면 590 Hz에서 주파수 대역에서 공기 전달경로의 영향은 450 Hz 대역의 경우 보다 더 크다. 따라서 구조 전달경로에 기인하는 럼블링 소음이 지배하는 구간은 Fig. 6(b)에 표시된 것처럼 4500 r/min 미만의 구간이며 주요 주파수는 450 Hz대역이다. Fig. 7은 3000 r/min에서 럼블링 소음에 대한 차단력 전달경로해석 과정을 나타냈다. Fig. 7(a)는 간접적으로 예측된 차단력을 나타내며 차단력이 높은 마운트는 엔진의 롤(roll) 마운트와 엔진 마운트이다. 전달 경로

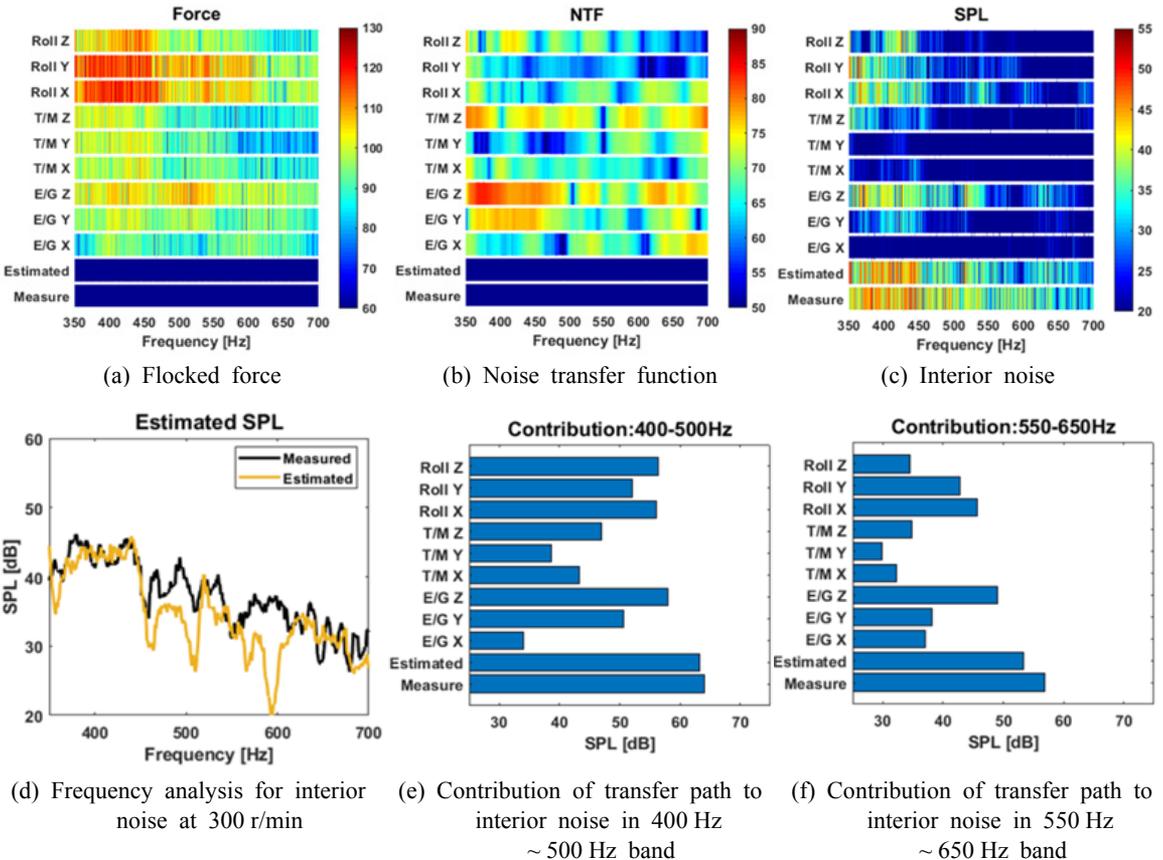


Fig. 7 Contribution analysis for transfer path of rumbling noise based on in-situ BF-TPA at an engine speed of 3000 r/min

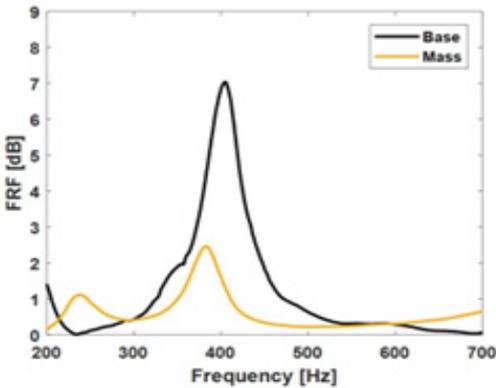
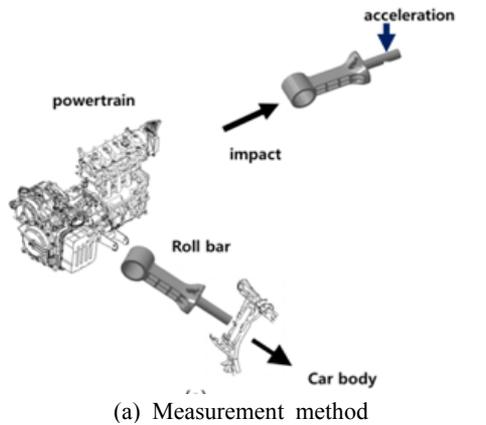
상에 있는 구조물의 진동특성을 나타내는 소음 전달 경로는 Fig. 7(b)에서 보여주는 바와 같이 엔진 마운트의 z 방향 가진에 의한 차량의 실내소음 응답이다. 따라서 Fig. 7(c)에서 보여주는 바와 같이 엔진 마운트가 럼블링 소음의 증가에 주요한 기여를 한다. 럼블링 소음에 대한 주파수 분석결과를 나타내는 Fig. 7(d)의 결과에 의하면, 400 Hz ~ 450 Hz사이에는 예측 소음과 측정 소음이 매우 잘 일치함을 알 수 있다.

즉, 이 주파수 영역에서는 럼블링 소음이 구조 전달 경로에 의한 것임을 알 수 있다. 반면에 590 Hz 부근의 소음 예측치와 차이가 존재한다. 590 Hz에서는 공기전달 경로의 기여도가 상당히 존재하는 것을 알 수 있다. 450 Hz의 주파수 범위에서 각 경로의 음압 기여는 Fig. 7(e)에 의하면 엔진 마운트이다. 590 Hz에서도 Fig. 7(f)에서 보여주는 바와 같이 엔진 마운트가 주요 전달경로이다. 그러나 이 주파

수 영역에서는 공기기인 요인이 더 크다. 이상의 결과에 의하면 롤 방향 마운트는 가진력이 큰 것이 원인이며 엔진 마운트는 전달경로 상의 공진현상이 문제임을 알 수 있다.

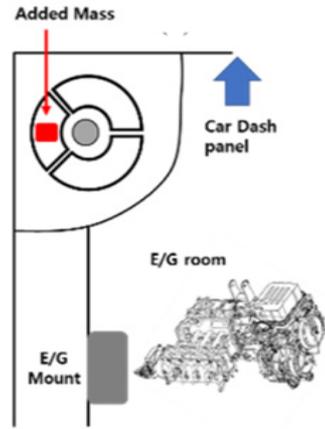
3.4 럼블링 소음 개선

차단력 전달경로해석을 통하여 확인된 엔진 마운트와 롤 마운트에 의한 럼블링 소음을 저감하기 위해서 전달경로상에 있는 구조물에 소형 질량을 추가해서 진동특성을 변화시켜 럼블링 소음에 대한 개선 효과

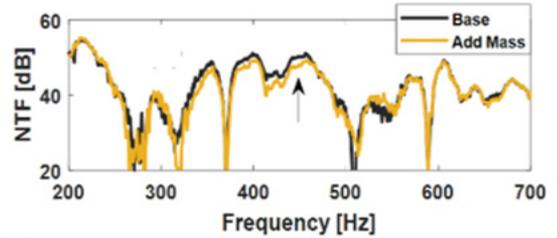


(b) Comparison of FRF between the base roll bar and mass added roll bar

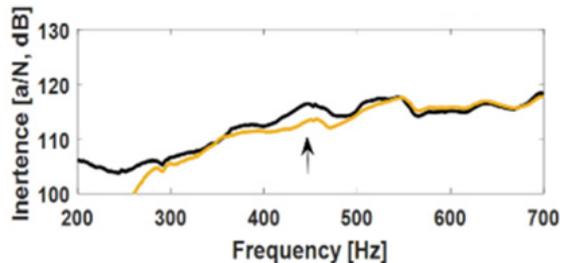
Fig. 8 Measurement of the FRF of the roll bar and its results



(a) Position of added mass



(b) NTF between engine mount point of car body and sound pressure at driver seat of test car



(c) Point inertance at the engine mount of car body
Fig. 9 Effect of added mass to the NTF and point inertance for car body

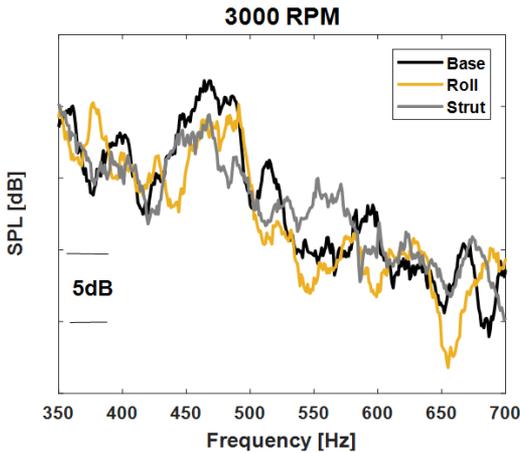


Fig. 10 Effect of added mass on rumbling noise based on spectrum analysis for the time averaged data at approximately 3000 r/min

실험을 진행하였다. 엔진의 롤 마운트에는 Fig. 8(a)와 같이 롤 지지대가 있다. 롤 지지대의 동 특성을 실험적으로 평가하면 Fig. 8(b)에서 보여주는 바와 같이 415 Hz 부근에 주요한 공진이 존재하며 여기에 질량을 추가하면 질량의 효과에 의해서 진폭이 저감함을 알 수 있다. Fig. 9(a)에서 보여주는 엔진 마운트의 경우는, Fig. 9(b)에서 보여주는 바와 같이 소음전달 함수에서 400 Hz ~ 500 Hz 사이에 광대역의 공진을 확인할 수 있다. 여기에 질량을 부가하여 소음 전달 함수를 다시 측정하여 비교하면 420 Hz 부근에서 전달 함수의 진폭이 감소함을 확인할 수 있다. 또한 마운트 주변에서 진동 전달 함수를 측정하여 질량의 추가 효과를 비교하면 Fig. 9(c)에서 보여주는 바와 같이 진폭이 감소함을 확인할 수 있다. 각각의 개선방법에 대한 소음저감 효과를 확인하기 위해서 차량의 주행 실험을 실시하여 소음을 측정된 결과를 Fig. 10에 표시하였다. 이 결과에 의하면 개선 전후의 실내 소음의 저감현상을 확인할 수 있다. 초기데이터는 개선효과 시험을 위해 재측정하였다.

4. 결 론

이 연구는 최근에 실제 현장에서 많이 사용되는 차단력 전달경로해석 기법에 대한 이론적 방법과 실제 적용에 대한 고찰을 진행하였다. 먼저 일반적으로 사용되어 온 전달경로해석 기술에 대해서 설명하였

고, 차단력 전달경로해석 기술을 차량에 적용하기 위한 수식을 전개하였다. 일반적인 전달경로해석은 두 개의 시스템이 결합하는 경우 결합부에서의 접촉력을 측정하여 사용하는 반면 차단력 전달경로해석은 결합부에서 차단력을 측정하여 사용한다. 전자는 두 개의 시스템을 분리해야 하는 단점이 있으며, 후자는 이러한 분리 작업이 필요 없다. 차량에서 이러한 방법들을 적용하기 위해서 엔진을 차량에서 분리하는 과정은 시간이 많이 소요되며, 강성 변화로 접촉력 측정 오차가 발생한다. 따라서 최근에 차단력 전달경로해석 기술의 사용이 증가하고 있다. 이 연구에서는 럼블링 소음의 전달경로 규명과 개선에 대한 연구를 위해서 차단력 전달경로해석 기술을 적용하였다. 실험 및 해석 결과 차량의 럼블링 요인은 엔진 마운트와 롤 마운트의 진동 특성에 의한 공진이 문제였으며, 롤 마운트에서의 롤 지지대의 공진 현상은 마운트에서 가진력을 증가시키는 원인이었으며, 엔진 마운트 부근에서는 차체의 공진현상이 럼블링 소음의 증대의 원인이었다. 럼블링 소음의 개선을 위해서 소형 질량을 부가 하였을 때, 450 Hz 부근에서 4 dB의 개선 효과가 확인되었다.

후 기

이 논문은 2016년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2016R1A2B2006669). 엔지비 연구비 지원 수행 과제임.

References

- (1) Lee, S. K., Hwang, W. S., Kim, J. H., Woo, J. H., Lee, S. H. and Lee, H. J., 2000, Improvement of Sound Quality of Vehicle Through Reduction of Interior Noise Using Noise Transfer Model Analysis Path Analysis and Running, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 5, pp. 806~810.
- (2) Widrow, B. and Stearns, S. D., 1985, Adaptive Signal Processing, Englewood Cliffs, New Jersey, USA: Prentice-Hall.
- (3) Gajdatsy, P., Janssens, K., Desmet, W. and Van Der Auweraer, H., 2010, Application of the

Transmissibility Concept in Transfer Path Analysis, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 24, No. 7, pp. 1963~1976.

(4) Moorhouse, A. T., Elliott, A. S. and Evans, T. A., 2009, In-situ Measurement of the Blocked Force of Structure-borne Sound Sources, Journal of Sound and Vibration Vol. 325, No. 4-5, pp. 679~685.

(5) Elliott, A. S., Moorhouse, A. T., Huntley, T. and Tate, S., 2013, In-situ Source Path Contribution Analysis of Structure Borne Road Noise, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, No. 24, pp. 6276~6295.

(6) Alber, T. and Moorhouse, A., 2016, Independent Characterization of Structure-borne Sound Sources Using the In-situ Blocked Force Method, Proceeding of INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference, Vol. 253, No. 8, pp. 601~612.

(7) Lennström, D., Olsson, M., Wullens, F. and Nykänen, A., 2016, Validation of the Blocked Force Method for Various Boundary Conditions for Automotive Source Characterization, Applied Acoustics, Vol. 102, pp. 108~119.

(8) Gardonio, P. and Brennan, M. J., 2002, On the Origins and Development of Mobility and Impedance Methods in Structural Dynamics, Journal of Sound and Vibration, Vol. 249, No. 3, pp. 557~573.

(9) de Klerk, D., Rixen, D. J. and Voormeeren, S. N., 2008, A General Framework for Dynamic Substructuring: History, Review and Classification of Techniques, AIAA Journal, Vol. 46, No. 8, pp. 1169~1181.

(10) Kim, S. J. and Lee, S. K., 2009, Prediction of Structure-borne Noise Caused by the Powertrain on the Basis of the Hybrid Transfer Path, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 223, No. 4, pp. 485~502.

(11) Wakita, T., Kozawa, Y., Samada, K., Sugimoto G., Ogasawara, T. and Fujii, Y., 1989, Objective Rating of Rumble in Vehicle Passenger Compartment During Acceleration, SAE Transactions, pp. 1162~1169.

(12) Lee, S. K., Choi, B. U. and Yeo, S. D., 1993, Identification of the Relation between Crank Shaft Bending and Interior Noise of A/T Vehicle in Idle State, SAE Transactions, pp. 847~857.



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



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



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

주거단지 분수 연출음의 선호특성을 고려한 설계방안에 관한 연구

A Study on the Design Method Considering the Preference Characteristics of the Residential Complex Fountain Directing Sound

신 용 규* · 국 찬†
Yong-Gyu Shin* and Chan Kook†

(Received June 5, 2020 ; Revised June 16, 2020 ; Accepted June 16, 2020)

Key Words : Fountain(분수), Nozzle(노즐), Sound of Water(물소리), Physical Index(물리지수)

ABSTRACT

This study describes the efficient design of fountains using choreographed music and also the design of natural water sounds to identify the physical characteristics of the preferred sound source in hydroponic spaces in residential complexes. According to the study results, REm, NbEm, sharpness, StdDev, and G indices represent the choreographed music and sound of water generated by spraying from the nozzle of the fountain. According to the type of fountain nozzle, type of floor on which the water falls after being sprayed from the nozzle, and the method of creating hydroponic space, such as water flow, the characteristics of the index for preferred sound source could be identified. In addition to the lexical evaluation of sound sources for the sound of fountains and natural waters, it was possible to classify the characteristics of the sound sources into eight lexica choreography senses and nine lexica natural senses for natural water sounds. If additional sound sources are obtained in an environment, where nozzle types of fountains can be diversified and combined in the future. Subjective evaluations are verified through brainwave evaluation in a laboratory environment optimized for brainwave testing and water sound production. It is expected that the design method of optimized fractions for residential complexes will be presented and applied if additional sound sources are obtained in an environment for which nozzle types of fountains can be diversified and combined in the future.

1. 서 론

옥외공간을 자연요소를 이용하여 자연 친화적인 공간으로 특성화시키려는 시도가 일어나고 있으며 그 자연환경 요소 중에서도 물이라는 자연적 요소를 이용하여 생활환경의 개선과 시각적인 아름다움을 창출

하려는 시도가 곳곳에서 일어나고 있다⁽¹⁾. 특히 공동 주거단지 내 분수시설 조성은 물의 특성이 지닌 환경 조절과 경관개선 효과를 가지고 있어 이용자의 심리적 만족도를 높일 수 있다. 최근 이러한 특성을 활용한 주거단지 조경시설에 대한 수요와 이를 반영하는 비율 역시 점차 증대되고 있지만, 공간에 따른 연출음의 선호특성을 고려한 설계 기준은 마련되지 않은

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University, Professor
E-mail : kookchan@dshu.ac.kr

* Member, Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University, Professor

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

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

실정이다. 이러한 한계점을 해결하기 위해 도시환경음의 평가를 통해 교통음, 물소리, 공간음 등을 대표하는 물리수치와 어휘의 상관성 분석을 통해 쾌적성 평가를 위한 연구사례는 공간에 따른 연출음의 선호도 평가방법에 대한 가능성을 제시해주고 있다⁽²⁾. 또한, 최근에는 물소리와 분수 연출음의 특성을 물리적 특성으로 구분할 수 있는 물리수치를 찾아내는 연구가 진행되는 등 물소리가 지닌 청각적 특성을 규명하기 위한 다양한 시도가 이루어지고 있다.

이에 이 연구는 최근 시각적, 청각적, 심미적 안정성과 쾌적감을 주는 주거단지 공간을 연출하기 위해 도입되고 있는 수경시설 중 분수 연출음의 물리적, 주관적 선호특성의 관계를 찾아냄으로써 향후 분수시설 조성시 고려해야할 설계방안으로 제안하고자 하였다. 이를 위해 물소리가 연출되는 공간의 특성을 설명할 수 있는 물리수치 중 분수 노즐의 개수는 'StdDev', 'NbEm', 'REm'을, 수압의 증감은 'G'의 변화를 예측할 수 있다는 선행연구⁽³⁾ 결과를 토대로 주거단지 영상과 분수 및 물소리 음원을 활용한 주관평가를 시행하여 주거단지 수경 공간 유형에 따라 선호되는 분수 연출음의 물리적, 주관적 특성을 도출함으로써 향후 분수시설 조성 시 고려해야할 설계방안으로 제안하고자 한다.

2. 연구 내용 및 방법

이 연구에서는 분수 연출음과 자연 물소리를 활용하여 주거단지 수경공간에서 선호되는 음원의 물리적 특성을 파악하고 분수 설계방안을 제안하고자 하였다. 이를 위해 물소리가 연출되는 공간의 특성을 설명할 수 있는 물리수치 중 분수 노즐의 개수는 'StdDev', 'NbEm', 'REm'을 수압의 증감은 'G'의 변화에 영향을 미친다는 선행연구⁽³⁾ 결과를 활용하여 제시자극을 선정하고 주관평가를 시행하여 주거단지 내 설치되는 분수시설의 유형에 따른 선호 분수 연출음의 물리적 특성을 도출하고자 하였다.

2.1 제시 자극

실험에 사용된 음원(분수, 자연)은 선행연구⁽³⁾를 통해 확보된 음원으로 4단계의 G[Hz] 특성을 갖는 분수연출음(feather, hydra, sharp, candle)과 자연발생 물소리(강진 모란공원 벽천, 함평 자연생태공원 벽천, 담양 소



Fig. 1 Images used in the test

Table 1 Sounds and images used in the test

Division		Type
Fountain sounds	F1	Feather
	F2	Hydra
	F3	Sharp
	F4	Candle
Water sounds	W1	Falling water
	W2	Falling water
	W3	Running water
	W4	Running water

① Fountain test site in Damyang

② W1 Gangjin Moran Park Wall Mountain

W2 Wall Mountain in Hampyeong Natural Ecological Park

W3 Damyang Soswaewon Valley

W4 A brook in front of Gurye's Omi Village

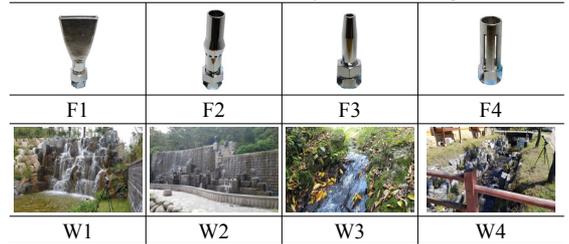


Table 2 Semantic scale of test

Estimation vocabulary	7	6	5	4	3	2	1	Estimation vocabulary		
Comfortable	7	6	5	4	3	2	1	Uncomfortable		
⋮								⋮		
Idyllic	7	6	5	4	3	2	1	Urban		
Matching degree between scenery and sound										
Mark	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Table 3 Characteristics of sound source

Division		L_{eq} dB(A)	L_{min} dB(A)	L_{max} dB(A)	StdDev	NbEm	EmT (Nb/s)	REm (%)	G (Hz)	Sharpness (acum)	Unbiased annoyance (au)
-5dB	F1	39.3	36.2	44.3	1.0	8	10	0.67	2,014.0	1.82	5.87
	F2	39.1	35.8	43.1	1.0	6	10	0.50	1,736.9	1.65	5.9
	F3	38.0	34.5	44.7	1.4	26	7	3.17	1,253.5	1.57	5.42
	F4	40.0	36.3	44.5	1.6	61	9	5.58	1,094.1	1.45	6.62
	W1	42.9	42.1	44.0	0.3	0	0	0.00	2,358.6	2.38	9.26
	W2	43.4	42.6	44.1	0.2	0	0	0.00	1,986.3	2.19	10.05
	W3	39.5	37.7	42.2	0.7	0	0	0.00	1,649.6	1.91	6.26
	W4	41.8	40.3	44.2	0.4	0	0	0.00	1,230.8	1.69	7.61
st.	F1	44.2	40.9	49.0	1.0	6	10	0.50	2,410.5	1.82	9.41
	F2	43.9	40.5	47.1	1.1	0	0	0.00	1,996.8	1.65	9.62
	F3	42.8	39.4	49.9	1.5	41	10	3.58	1,600.6	1.56	8.78
	F4	44.8	41.1	49.3	1.6	59	9	5.42	1,189.0	1.42	10.68
	W1	47.8	47.0	48.8	0.3	0	0	0.00	2,620.3	2.38	14.96
	W2	48.3	47.7	49.0	0.2	0	0	0.00	2,168.6	2.19	16.28
	W3	44.4	42.5	46.9	0.7	0	0	0.00	1,570.0	1.93	10.25
	W4	46.7	45.4	48.1	0.4	0	0	0.00	1,450.1	1.72	12.53
+5dB	F1	49.2	46.6	54.1	1.0	6	10	0.50	2,596.6	1.8	14.87
	F2	49.0	45.6	53.2	1.0	6	10	0.50	2,100.9	1.63	15.27
	F3	47.9	44.3	54.6	1.5	28	7	3.33	1,725.2	1.55	13.95
	F4	49.8	46.1	54.3	1.6	66	0	6.00	1,255.0	1.42	16.88
	W1	52.9	52.1	54.0	0.3	0	0	0.00	2,750.9	2.37	23.85
	W2	53.3	52.6	54.0	0.2	0	0	0.00	2,241.7	2.18	25.95
	W3	49.4	47.7	51.8	0.7	0	0	0.00	1,974.1	1.95	16.48
	W4	51.7	50.3	53.2	0.4	0	0	0.00	1,494.7	1.73	20.07

NbEm : number of emerging peaks

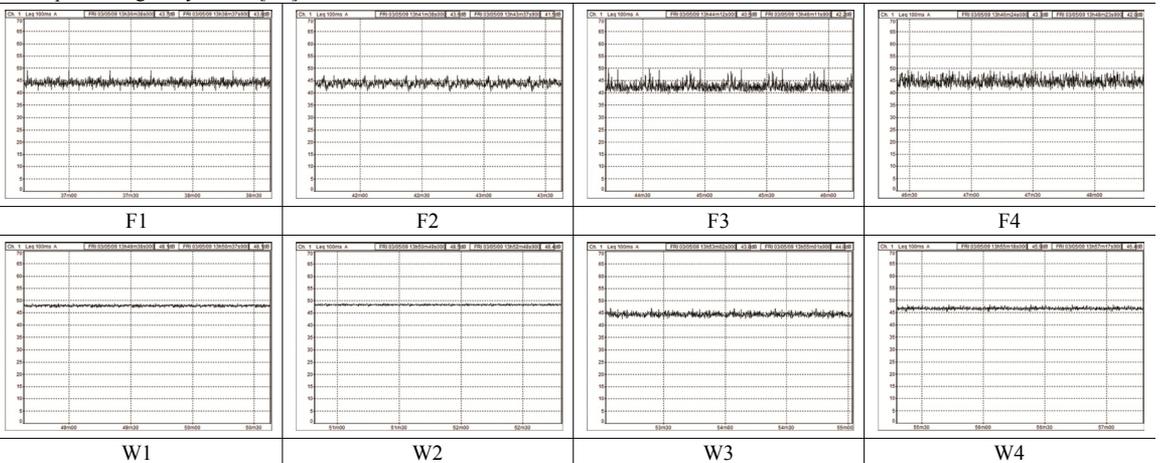
TEm : time rate

EmT : emerging peaks compare to its time rate

REm : relative emerging peaks

G : spectrum gravity center[Hz]

$$EmT = \frac{NbEm}{TEm}, \quad REm = \frac{TEm}{EmT}, \quad G = \frac{\sum_i [10^{10} \times B_i] \cdot \frac{L_i}{\sum_i [10^{10}]}}{\sum_i [10^{10}]}$$



쇄원 계곡, 구례 오미마을 계곡)를 활용하였다(Table 1).

음원은 ‘G’, ‘sharpness’가 L_{eq} 와 관계없이 단계별로 구분이 가능한 음원(분수 4개 음원 4단계, 물소리 4개 음원 4단계) 8개를 최종 선정하여 기준음으로 제시하고 여기에 ± 5 dB를 변화시켜 24개 음원을 제시하였다. 현장 음원의 재현을 위해 청감실험실의 특성을 고려해 ool Edit Pro Software의 Graphic Equalizer 30Bands(1/3octave)를 활용하여 주파수 보정작업 진행 후 제작하였고 기준음의 제공 음압레벨 설정은 실험실에서 음향 전문가 7인에게 영상 및 소리를 제시하면서 적정 레벨을 요구하되 최대치와 최소치를 제외한 5명의 평균치를 적용하였다.

음원과 함께 제시한 영상으로는 영상 없음(a) 수직 상승 노즐과 단 차이를 이용하여 물의 흐름을 동시에 연출한 공간(b), 바닥분수가 연출되는 공간(c), 비산도가 높은 노즐이 설치된 공간(d), 물이 흐르는 수경공간(e) 영상을 활용하였다(Fig. 1).

2.2 실험 및 분석 방법

주관평가는 광주광역시 소재 ‘S’대학 음향심리 연구실에서 정상 청력과 시력을 가진 20~40대 22명을 대상으로 2019년 5월 9일~15일에 실시하였으며 실험 및 분석 방법은 다음과 같다.

(1) 실험방법

주거단지에 조성된 4개 수경 공간 영상, 24개의 음원, 영상과 음원을 조합하여 각각 30 초간 제시하면서 응답지를 작성하는 방식으로 진행하였다. 응답지에는 영상에 대한 점수, 24개 소리에 대한 점수, 영상+소리 96가지 case의 어울림에 대한 점수(10점) 부여 및 25개 어휘에 대하여 7점 척도평가를 하도록 하였으며 실험에 사용된 평가어휘 및 척도는 Table 2와 같다. 실험에 사용된 어휘는 환경부의 선행연구⁽⁴⁾에서 활용한 어휘로, 환경음의 관점에서 소음이 아닌 좋은 소리를 대표하는 형용사로 도출된 25개 어휘를 활용하였다.

(2) 분석방법

실험에 사용된 음원의 물리지수 산출과 주관평가 분석을 위해 01 dB社의 dBFA와 dBTrait(Ver. 5.4), Microsoft Excel, IBM SPSS(Ver. 25) software를 활용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 음원의 특성 분석

실험에 사용된 음원은 분수 노즐에서 발생하는 다양한 분수 음원과 벽천, 계곡, 실개천 등에서 발생하는 물소리를 활용하였다. 다양한 음원 가운데 물소리의 청아함 특성을 대표하는 ‘G’, ‘sharpness’가 L_{eq} 와 관계없이 단계별로 구분이 가능한 음원(분수 4개 음원 4단계, 물소리 4개 음원 4단계) 8개를 최종 선정하여 기준음으로 제시하고 여기에 ± 5 dB를 변화시켜 24개 음원을 제작하였다. 기준음의 제공 음압레벨은 실험실에서 음향 전문가 7인에게 영상 및 소리를 제시하면서 적정 레벨을 요구하되 최대치와 최소치를 제외한 5명의 평균치를 적용하여 제공레벨로 설정하였고 L_{eq} 의 변화에 따른 G[Hz] 단계별 선호도를 평가

Table 4 Analysis of the factors of the physical index by spatial type

Division		Component		
Physical index	Communalities	Sound of water	Loudness	EmT
REm	0.895	0.928	0.009	0.187
NbEm	0.883	0.921	0.016	0.186
Sharpness	0.801	-0.838	0.190	-0.250
StdDev	0.941	0.811	-0.153	0.510
G	0.906	-0.803	0.383	0.339
L_{eq}	0.990	-0.140	0.975	-0.141
L_{max}	0.963	0.140	0.956	0.173
Unbiased Annoyance	0.965	-0.180	0.946	-0.193
L_{min}	0.991	-0.287	0.916	-0.264
EmT	0.932	0.304	-0.208	0.893
Eigen values		5.352	2.895	1.021
Contribution		53.524	28.945	10.212

Table 5 KMO and Bartlett's test

Kaiser-Meyer-Olkin measure of sampling adequacy.		0.648
Bartlett's test of sphericity	Approx. chi-square	462.109
	df	45
	Sig.	0.000

하기 위해 ± 5 dB를 제시하였으며 각 음원의 물리치수와 타임히스토리는 Table 3과 같다. F1 ~ F4는 분수노즐별 발생 음으로 F1(feather), F2(hydra) 노즐에서 출수시 비산도가 크게 발생하는 특성을 가지며, F3(sharp), F4(candle) 분수는 수직으로 상승 후 낙하하는 연출 특성을 가진 것이 특징이다. W1, W2는 공원내 조성된 벽천으로 수직 낙하하면서 연출음이 발생하며 W3, W4는 계곡 및 실개천에서 발생하는 물소리로 유수의 고도차나 장애물에 의한 저항 등으로 발생하는 연출 특성을 보였다.

Table 4는 L_{eq} 의 변화에 따른 물리치수를 구분하기 위해 요인분석을 한 결과이다. 요인의 추출법으로서 주성분 분석방법, 베리맥스회전법을 이용하였으며 5회 반복 계산으로 요인회전이 수렴되는 결과를 보였다. KMO(표본 적절성의 Kaiser-Meyer-Olkin 측도)와 Bartlett의 구형성 검정 결과 KMO는 0.648로 설명력이 있으며, Bartlett 유의확률은 0.000으로 유의수준 0.05보다 작게 나타났으므로 실험음원 L_{eq} 변화에 따라 영향이 있는 물리치수 분류가 가능할 것으로 판단된다(Table 5). 요인분석을 통해 음원의 레벨변화

에 따른 물리치수는 3가지 성분으로 구분되었다. 1요인에 해당되는 물리치수는 선행연구 결과에서 노즐의 개수에 따라 변화되는 특성을 나타내는 지수로 피크 관련(REm, NbEm, StdDev) 지수와 수압에 따라 변화되는 날카로움 관련(sharpness, G) 지수로 나타났고, 2요인에 해당되는 물리치수는 소리의 크기(L_{eq} , L_{max} , unbiased annoyance, L_{min})와 관련된 지수로 나타났다. 3요인은 피크발생 시간에 대한 횟수의 비율을 나타내는 EmT로 분수 노즐의 유형 및 개수와 낙수 및 유수의 고도차나 장애물에 의한 저항 등과 관련된 지수로 나타났다.

3.2 주관평가 결과

실험 음원의 물리적 특성 활용하여 주거단지 내 수경 공간에 어울리는 소리의 선호 특성을 찾아내고자 REEm, NbEm, sharpness, StdDev, G 등 물소리 특성을 나타내는 물리치수 중 L_{eq} 의 변화에 따라 일정 구간 내에서 단계별 특성을 보이는 지수(G, sharpness) 중 비교 분석이 가능한 지수 G에 따른 선호도를 비교 분석하였으며 그 결과는 Fig. 2와 같다. 물소리 특성

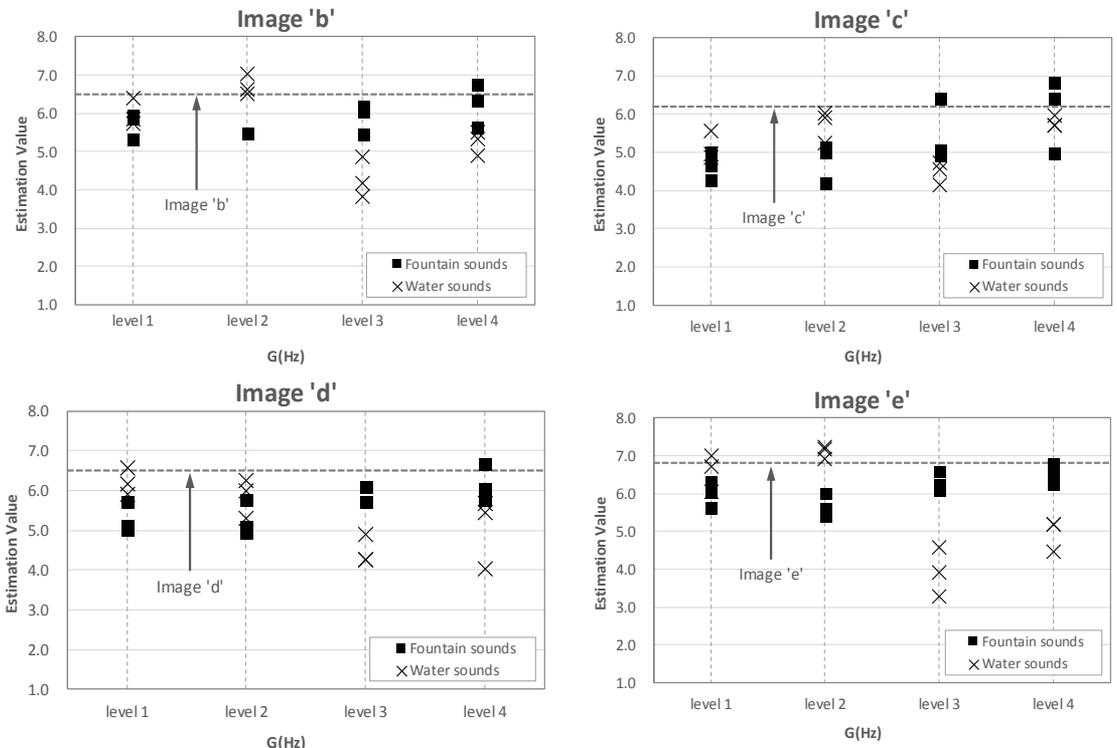


Fig. 2 Preference according to 'G'

을 나타내는 물리치수 중 L_{eq} 의 변화에 따라 일정 구간 내에서 단계별 특성을 보인 지수 G 에 따른 8가지 제곱 음원의 선호도를 비교 분석한 결과 상대적으로 낮은 $G[Hz]$ 단계인 Level 1, 2에서는 계곡이나 실개천 등의 흐르는 물에서 발생하는 소리(F4, F3)가 분수에서 발생하는 소리보다 선호도가 높게 나타났고, 상대적으로 높은 $G[Hz]$ 단계인 Level 3, 4는 노즐 끝 부분에서 비산도가 높은 분수에서 발생하는 소리(F2, F1)가 벽천 등의 낙수음(W2, W1) 보다 선호도가 높게 나타남을 확인할 수 있었다.

공간 이미지별 제곱 음원의 선호도를 확인한 결과 ‘b’는 단지내 녹지가 풍부한 곳에 설치된 분수로 Level 4의 F1(feather), Level 2의 W3(소쇄원 계곡)의 음원이 어울리는 것으로 나타났다. ‘c’는 바닥분수로 Level 4의 분수 소리 중에서도 $G[Hz]$ 가 높은 F1의 음원을 선호하는 것으로 나타났으며, Level 3인 F2(hydra)의 경우 NbEm이 낮을수록 선호하는 특성

을 보였다. Level 1, 2의 F3(sharp), F4(candle)는 NbEm이 높을수록 비선호하는 것으로 나타났다. 이는 feather, hydra 등 노즐에서 출수될 때 비산도가 크게 발생하는 분수 유형 특성으로 인해 NbEm, REm이 낮은 음원이 ‘c’공간에서 선호되는 것으로 판단된다. ‘d’는 Level 4의 F1(feather)와 Level 1의 W4(오미마을 실개천)의 경우가 다른 음원에 비해 상대적으로 선호도가 높았는데 이는 비산도가 크고 G 가 높은 분수 음원이나 흐르는 물소리 음원이면서 G , StdDev가 낮은 소리 유형으로 판단된다. ‘e’의 경우 분수나 벽천 유형의 소리 보다는 소쇄원 계곡처럼 흐르는 물소리 유형을 선호하는 것으로 나타났다.

L_{eq} 의 변화에 따라 $G[Hz]$ 의 변화량을 예측한 결과 L_{eq} 가 낮아질수록 feather, hydra의 구분이 모호해지면서 더욱 비선호가 뚜렷해질 것으로 판단된다. 흐르는 물이 있는 공간이 연상되는 영상 ‘b’, ‘e’에서는 L_{eq} 의 변화에도 계곡, 시냇물 등의 음원이 StdDev 지수 값이 유지되는 것으로 나타나 선호도 평가에 큰 영향을 주지 않을 것으로 판단된다. 또한, 분수 음원은 레벨이 낮아질수록 청아함 특성이 모호하여 노즐 유형의 비교가 어려울 것으로 판단되나 자연 물소리 음원의 경우 레벨의 변화에도 음원간 비교적 일정한 기울기를 유지하는 것으로 나타나 L_{eq} 의 변화에도 음원의 물리적 특성이 유지될 것으로 판단된다(Fig. 3).

3.3 어휘평가 결과

Table 6은 주관평가를 통해 분수 및 자연 물소리 음원의 어휘평가에 대한 요인분석을 한 결과이다.

요인의 추출법으로서 주성분 분석방법, 베리맥스회전법을 이용하였으며 6회 반복 계산으로 요인회전이 수렴되는 결과를 보였다. KMO(표본 적절성의 Kaiser-Meyer -Olkin 측도)와 Bartlett의 구형성 검정 결과 KMO는 F(0.952), W(0.955)로 ahen 0.6 이상이므로 설명력이 있으며, Bartlett의 구형성 검정에서 유의확률은 모두 0.000으로 유

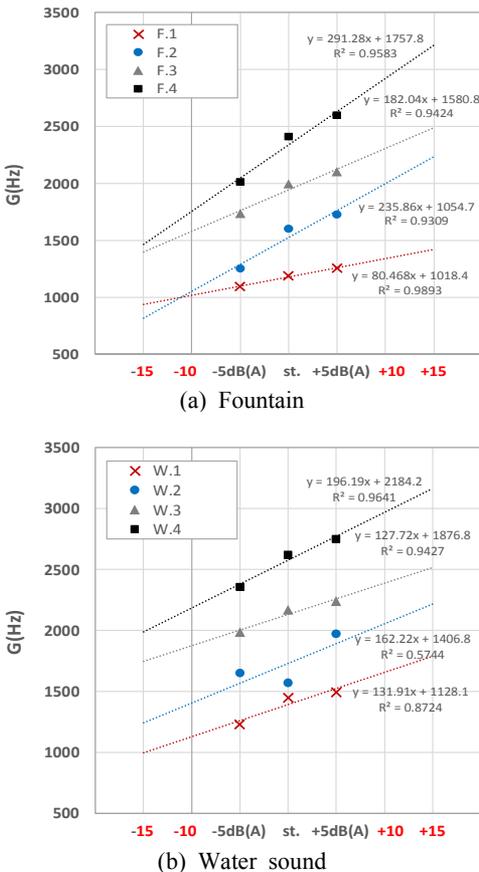


Fig. 3 $G[Hz]$ according to L_{eq} change

Table 6 KMO and Bartlett's Test

Kaiser-Meyer-Olkin measure of sampling adequacy	F	W	
	0.952	0.955	
Bartlett's test of sphericity	Approx. chi-square	13129.7	13363.4
	df	276	253
	Sig.	0.000	0.000

Table 7 Analysis of adjective factors for fractional sound sources

Division	Component			
	Ease	Directing	Pleasantness	Deepness
Calm	0.818	0.129	0.071	-0.133
Soft	0.777	0.275	0.18	-0.055
Comfortable	0.758	0.121	0.205	-0.019
Moving	0.748	0.157	0.243	0.172
Meaningful	0.714	0.225	0.333	0.015
Sonorous	0.676	0.285	0.304	0.198
Fitting	0.551	0.197	0.398	0.221
Regular	0.33	0.704	0.085	-0.048
Colorful	0.056	0.655	0.329	0.067
Clear	0.129	0.65	0.242	0.13
Distinctive	0.042	0.631	0.288	0.165
Warm	0.301	0.602	-0.007	0.212
Familiar	0.336	0.596	0.312	-0.049
Full	0.138	0.545	0.323	0.146
Refined	0.367	0.444	0.38	0.09
Pleasant	0.236	0.249	0.784	0.036
Lively	0.241	0.247	0.765	0.137
Pleasant	0.181	0.271	0.742	0.142
Fresh	0.368	0.22	0.707	-0.146
Delicate	0.306	0.42	0.522	-0.004
Mysterious	0.274	0.434	0.478	0.059
Strong	-0.145	0.219	0.245	0.736
Deep	0.261	0.165	-0.006	0.642
Light	0.247	0.443	0.359	-0.444
Eigen values	9.856	2.069	1.345	1.165
Contribution	41.10%	8.60%	5.60%	4.90%

Table 8 Analysis of adjective factors for a natural sound source of water

Division	Component			
	Ease	Natural	Pleasantness	Deepness
Calm	0.844	0.147	0.083	-0.037
Moving	0.772	0.201	0.257	0.029
Comfortable	0.771	0.116	0.13	-0.017
Meaningful	0.754	0.268	0.347	-0.009
Sonorous	0.719	0.28	0.336	0.126
Soft	0.656	0.194	0.079	-0.052
Fitting	0.514	0.25	0.439	0.159
Colorful	0.172	0.694	0.256	0.096
Clear	0.164	0.687	0.193	0.196
Distinctive	0.043	0.68	0.181	0.19
Familiar	0.263	0.669	0.23	-0.033
Full	0.178	0.659	0.383	0.168
Rregular	0.25	0.658	0.215	-0.089
Mysterious	0.366	0.536	0.206	0.004
Delicate	0.371	0.519	0.374	-0.114
Warm	0.383	0.485	-0.107	0.305
Lively	0.228	0.262	0.799	0.125
Pleasant	0.25	0.338	0.756	0.055
Pleasant	0.206	0.295	0.755	0.159
Fresh	0.393	0.398	0.532	-0.2
Strong	-0.078	0.297	0.266	0.72
Deep	0.495	0.211	0.218	0.514
Light	0.191	0.444	0.324	-0.484
Eigen values	9.86	2.071	1.234	1.119
Contribution	42.90%	9.00%	5.40%	4.90%

의수준 0.05보다 작게 나타났으므로 실험 음원의 어휘 분류가 가능할 것으로 판단된다(Table 6). 공통성에서 분수 음원은 ‘전원적인’ 0.213, 자연 물소리 음원은 ‘전원적인’ 0.370, ‘세련된’ 0.361로 나타나 적합하지 않으므로 제외 후 요인분석을 시행하였다.

주관평가를 통해 분수 음원 어휘평가의 요인분석 결과 편안함, 연출감, 유쾌함, 깊이감 등으로 나타났으며, 자연 물소리 음원 어휘평가의 요인분석 결과 편안함, 자연감, 유쾌함, 깊이감 등으로 나타났다(Table 7).

분수 음원의 경우 연출감에 대한 어휘, 자연 물소리 음원의 경우 자연감의 요소가 도출되었다. 이는 향후 주거단지에 도입되는 분수 및 자연 물소리 음원에 대한 평가어휘로 활용 가능할 것으로 판단된다(Table 8).

4. 결 론

이 연구에서는 분수 연출음과 자연 물소리를 활용하여 주거단지 수경공간에서 선호되는 물리적 특성을 파악하고 분수 설계방법을 제안하고자 하였으며 이 연구를 통하여 얻은 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 제시된 8개 음원(분수 음원 4개, 자연 물소리 4개)은 L_{eq} 의 변화량인 10 dB(± 5 dB)의 범위 내에서 각각 G[Hz]는 Level 1(1100 ~ 1500 Hz), Level 2(1500 ~ 1900 Hz), Level 3(1900 ~ 2300 Hz), Level 4(2300 ~ 2700 Hz) 등의 구간을 형성하는 특성을 보였으며, Level 1, 2에서는 흐르는 물에서 발생하는 소리, Level 2, 3에서는 비산도가 높은 분수에서 발생하

는 소리의 선호도가 높게 나타남을 확인할 수 있었다.

(2) 주거단지 내 수경공간 특성별 제곱 음원의 선호도를 확인한 결과 수직상승 노즐과 단 차이를 이용한 물의 흐름을 동시 연출한 장소에서는 출수시 비산도가 크게 발생하는 feather 분수와 소쇄원 계곡 음원을 선호하는 것으로 나타났다. 바닥분수가 연출되는 장소에서는 feather, hydra 등 노즐 끝부분에서 출수시 비산도가 크게 발생하면서 피크발생 횟수인 NbEm과 피크발생에 대한 상대적인 시간 비율 REm이 낮은 음원이 선호되는 것으로 나타났다. 비산도가 높은 노즐이 설치된 공간에서는 G[Hz]와 비산도가 높은 feather와 흐르는 물소리 음원이지만 G[Hz], StdDev가 낮은 소리 유형 역시 선호되는 것으로 나타났다. 물이 흐르는 공간에서는 소쇄원 계곡처럼 흐르는 물소리 유형을 선호하는 것으로 나타났다.

(3) 분수 음원 어휘평가의 요인분석 결과 편안함, 연출감, 유쾌함, 깊이감 등으로 나타났으며, 자연 물소리 음원 어휘평가의 요인분석 결과 편안함, 자연감, 유쾌함, 깊이감 등으로 나타났다. 분수 음원의 경우 연출감에 대한 어휘, 자연 물소리 음원의 경우 자연감의 요소가 도출됨을 확인할 수 있었는데 이는 향후 주거단지에 도입되는 분수 및 자연 물소리 음원에 대한 정량적 평가어휘로 활용 가능할 것으로 판단된다.

향후 분수 노즐 유형을 다양화 및 조합할 수 있는 환경에서 음원을 추가 확보하고 뇌파실험 및 물소리 연출에 최적화된 실험실 환경에서 뇌파평가를 통해 주관평가와 물리지수와의 상관성을 추가를 검증함으로써 쾌적한 주거단지의 분수 설계 방법을 제시하고 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2017년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. NRF-2017R1D1A1B03033302).

References

(1) Kim, D. C., Kim, S. W. and Choi, J. H., 2010, A Study on the Hydroponics Facility in the Apartment Complex which is Applied Environment-friendly Design

Elements – Focusing on the Good Living Apartment Award Wining Apartment Complex, Journal of Korean Society of Design Culture, Vol. 16, No. 4, pp. 79~88.

(2) Park, H. K. and Jang, K. S., 2008, Feasibility of Alternative Physical Parameters by Subjective Evaluation for Urban Environmental Sounds, KIEAE Journal, Vol. 8, No. 1, pp. 31~36.

(3) Shin, Y. G. and Kook, C., 2019, Study on the Physical Characteristics of the Reproducing Sound of Water and Fountain, Journal of the Korean Society for Environmental Technology, Vol. 20, No. 4, pp. 222~235.

(4) Ministry of Environment, 2004, A Development for Soundscape Design Method of Sound Amenity in Urban Public Places, pp. 55~68.

(5) Shin, Y. G., Baek G. J., Kim, S. C., Kook, C., 2017, A Study on Traffic Noise Masking Sound Source Features for Waterscape Facility Design in Road Adjacent Area, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 278~285.

(6) Raimbault, M., 2003, Ambient Sound Assessment of Urban Environments: Field Studies in Two French Cities, Applied Acoustics, Vol. 64, No. 12, pp. 1241~1256.

(7) Jung, G. Y., 2000, A Study on the Psychological Evaluation for Environmental Noises Using Korean Vocabulary, Ph.D. Thesis, Chonnam National University.

(8) Shin, Y. G., 2014, A Study on Preference Evaluation for Acoustic Environment Improvement in Residential Complex, Ph.D. Thesis, Chonnam National University.



Yong-Gyu Shin received Ph.D. in dept. of architectural engineering in Chonnam University, Gwangju, Korea in 2014. He is currently a professor in the Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University.



Chan Kook received Ph.D. in dept. of architectural engineering in Chonnam University, Gwangju, Korea in 1991. He is currently a professor in the Dept. of Landscape Architecture, Dongshin University. His research interests are the area of architectural acoustics and soundscape.

Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정한 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리헌장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he(she) should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he(she) should be a team leader.
논문의 교신저자는 저자중 선임자로 하며, 저자의 소속이 학교인 경우 교수, 연구소 등은 팀장급 이상을 기준으로 한다.
- (7) The decision on the selection of the paper follows the paper review rules.
원고의 채택여부는 별도로 정한 논문심사규정에 따른다.
- (8) Authors of the paper should provide the paper processing fee and publication fee.
논문원고의 저자는 논문게재회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비 및 게재회비를 납부해야 한다.

Guide for Authors/논문원고 집필요령

- (1) The manuscript should follow the format(can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. The paper should be submitted on-line.
논문원고는 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성하고, 학회 홈페이지 논문·투고 심사에서 제출한다.
- (2) The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parenthesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline.
논문원고의 용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하며, 의미의 혼동이 있을 경우 ()안에 원어로 병기할 수 있으며, 외래어 표기는 정부안에 따른다.
- (3) The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices.
논문의 체제는 다음에 따름을 원칙으로 한다. (1) 제목 (2) 저자명 (3) 주요기술용어(key word) (4) 초록 (5) 기호설명 (6) 서론 (7) 본론 (8) 결론 (9) 참고문헌 (10) 부록 등
- (4) The title should be concise and consist of Korean and English titles. The name of authors should also consist of Korean and English names.
논문의 제목은 간결하게 표시하며 국문과 영문제목을 병기한다. 저자명도 국문과 영문으로 병기한다.
- (5) The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words.
초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위내에서 작성한다.
- (6) The number should be written in Arabic numeral and the SI unit system should be used.
숫자는 아라비아 숫자를 사용하며, 수량 단위는 되도록 SI 단위를 사용한다.
- (7) Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. The title and content of table and figure should be written in English.
논문중의 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하며, 그 제목과 내용은 영어로 표기함을 원칙으로 한다.
- (8) Use the following formats for journal articles and books as References.
참고문헌의 구성은 정기간행지의 경우는 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순으로 기재하고, 단행본의 경우는 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사소재지명, 국적, 페이지번호순으로 기재하며, 그 전부를 본문내의 인용번호 순으로 다음과 같은 요령으로 본문 말미에 영문으로 기재하며, 인용문헌 1개 이상은 한국소음진동공학회논문집에서 인용토록 한다.
(1) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., 1965, An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 4, pp. 297~308.
(2) Meirovitch, L., 1980, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff and Noordhoff, Maryland, chap. 5.
- (9) References should be cited as follows.
본문에서 참고문헌 인용은 다음과 같이 한다.
(1) Lee and Park⁽¹⁾...
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method⁽²⁾.
- (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 한국소음진동공학회는문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (7) (Sanctions for Research Misconduct) ① For authors whose research misconduct has been confirmed, punishment may be selected to be imposed on each case after being reviewed by the committee and considering the severity of misconduct determined by the committee: 1) Cancellation of publications published by the KSNVE for the announcement study, 2) Prohibition for five years from contributing "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.", 3) Prohibition for five years from attending the KSNVE Conference, 4) Notification of the details of misconduct to the institution, 5) Disqualification of society members. ② If a caller has intentionally and falsely reported a violation, according to the decision of the committee, the committee may impose the same sanctions and level as described in "Sanctions for Research Misconduct."

(연구 부정행위에 대한 제재) ① 연구 부정이 확인된 저자에게는 위원회 결정에 따라 부정행위의 경중을 고려하여 다음의 제재를 선택하여 가할 수 있다. 1) 해당 발표연구물에 대한 학회 간행물에 게재취소. 2) 5년간 학회의 논문집과 학회지에 투고금지. 3) 5년간 학회 학술대회 발표금지. 4) 부정행위자 소속기관에 부정행위 내용 통보. 5) 학회 회원자격 박탈 ② 제보자가 고의로 허위제보를 하였을 경우 위원회의 결정에 따라 연구 부정행위자 수준과 동일한 제재를 가할 수 있다.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)

본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)

The Charter of Ethics for the KSNVE

한국소음진동공학회 윤리헌장

All members of “The Korean Society for Noise and Vibration Engineering” should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity.

한국소음진동공학회의 모든 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위엄을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

1. Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human.
우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
2. Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering.
우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
3. Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic.
우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신 하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
4. Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society.
우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.
5. Authors must not have presented portions of another’s work or data as their own under any circumstances.
우리는 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.
6. Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means.
우리는 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구 하여서는 아니된다.
7. Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer’s conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct.
논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에 따라 공정하게 심사하여야 한다.

(제정 : 2007. 09. 14, 선포 : 2007.11.15)

Research and Publication Ethics | 연구출판윤리

All members of "The Korean Society for Noise and Vibration Engineering" should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity. | 한국소음진동공학회의 모든 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위업을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

Authorship | 저자의 윤리의식

- 1) Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human. | 우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
- 2) Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering. | 우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고, 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
- 3) Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic. | 우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
- 4) Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society. | 우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.

Duplicate Publication of Data | 논문 이중 게재

Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals. Also the published paper to this journal should not be submitted or published in any other journals. | 논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다. 한국소음진동공학회의 논문집에 게재된 논문은 이후 타 잡지에 투고 또는 발표를 금한다.

Plagiarism | 표절

Authors must not have presented portions of another's work or data as their own under any circumstances. | 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.

Policy on Commercialism | 부당 이득

Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means. | 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구하여서는 아니된다.

Review | 심사

Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer's conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct. | 논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에

따라 공정하게 심사하여야 한다. 기타 연구 부정행위에 관련된 모든 사항은 윤리위원회가 심의 및 결정한다.

Peer Review | 전문가심사 과정

Every manuscript received is reviewed by the writing guidelines and instructions of KSNVE. With editing team's decision, three peer reviewers are selected. The editorial director should ask a review to selected reviewers in 10 days from application date. The editing team takes responsibility for all general matters on peer review. If two reviewers among the selected do agree to accept the journal, review process ends. | 격월간(隔月刊) 한국소음진동공학회의 논문집에 게재하고자 별도로 정한 집필요강 및 투고요령에 의해 투고된 논문원고에 대하여 심사한다. 접수된 논문원고는 편집팀(편집위원장, 편집이사)의 판단하에 적정성을 검토하여 채택불가 또는 논문 심사위원 3인을 선정하고, 해당편집이사는 접수일로부터 10일 이내에 논문 심사위원에게 서류를 갖추어 논문심사를 의뢰한다. 의견교환 등 심사과정에 대한 전반적인 사항은 편집팀의 책임하에 논문 심사 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.
- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.
- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.
- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.
- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게재철회(Errata/Revision/Addendum/Retraction)와 같은 종류가 있으며 이에 한해 출판을 허가하도록 한다.

Fee for Page Charge | 게재회비

If the manuscript is accepted for publication, authors of the paper should provide the paper processing fee(50,000 Won) and publication fee(General papers : basic 6 pages 100,000 Won, for extra page: 20,000 Won/page, Funding papers : basic 6 pages 150,000 Won, for extra page: 30,000 Won/page, Urgent papers : basic 6 pages 200,000 Won, for extra page: 40,000 Won/page, Conference papers : free). | 논문원고의 저자는 논문게재 회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비(편당 5만원) 및 게재회비(일반논문 : 기본6면 10만원/초과면당 2만원, 연구비 지원 : 기본 6면 15만원/초과면당 3만원, 긴급논문 : 기본 6면 20만원/초과면당 4만원, 학술회회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단
법인 한국소음진동공학회

The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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