

한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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 W20,000(member W10,000)). | 이 논문집 인쇄본의 가격은 20,000원(회원 10,000원)으로 학회 사무국을 통해 구매 가능합니다. | The URL address of the Society is <http://journal.ksnve.or.kr> and the electronic version of a journal article is freely accessible by public without charge through the same URL address. | 한국소음진동공학회논문집의 URL 주소는 <http://journal.ksnve.or.kr>이며 논문집의 전자화된 논문 역시 같은 주소를 통해 일반에게 자유롭게 별도의 구독비용 없이 제공되고 있다.

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

Volume 31 Number 3

June 2021

Published by The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Published on June 20, 2021(Bi-monthly)

Publisher Young Min Park (President, KSNVE)

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

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

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.

Editorial Board

Editor-in-Chief

Prof. **Jin Tai Chung**

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

Editors

Dr.
Byung Kwon Lee

Environmental Assessment Group,
Korea Environment Inst.

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

Prof.
Jung Woo Sohn

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

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

Prof.
Sang Wook Kang

Department of Mechanical
Systems Engineering,
Hansung Univ.

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

Prof.
Won Ju Jeon

Department of Mechanical
Engineering,
KAIST

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

Associate Editors

Prof.
Cheol Ung Cheong

Department of Mechanical
Engineering,
Busan Univ.

ccheong@pusan.ac.kr

Prof.
Jae Young Kang

Department of Mechanical
Engineering,
Inha Univ.

kangji@inha.ac.kr

Prof.
Jong Seok Oh

Department of Mechanical and
Automotive Engineering,
Kongju Univ.

jongseok@kongju.ac.kr

Prof.
Seon Jun Jang

Department of Mechanical
Engineering,
Hoseo Univ.

mweagle@hoseo.edu

Dr.
Deuk Sung Kim

NVT

kdsworlds@hanmail.net

Prof.
Jin Gyun Kim

Department of Mechanical
Engineering, Kyung Hee Univ.

jingyun.kim@khu.ac.kr

Dr.
Jung Bin Im

Daewoo EnC

jungbin.im@daewooenc.com

Prof.
Won Seok Yang

Department of Automotive
Engineering, Univ. of Transportation

wsyang@ut.ac.kr

Dr.
Han Shin Seol

Naval Ship Engineering Research
Center, KRISO

seol@kriso.re.kr

Prof.
Jin Woo Lee

Department of Mechanical
Engineering, Ajou Univ.

jjinwoolee@ajou.ac.kr

Prof.
Nam Keun Kim

Department of Mechanical
Engineering, Incheon National Univ.

nkim@inu.ac.kr

Prof.
Yong Hee Kim

Department of Architectural
Engineering, Yongsan Univ.

yhkim@ysu.ac.kr

Prof.
Heon Jun Yoon

Department of Mechanical
Engineering, Soongsil Univ.

heonjun@ssu.ac.kr

Dr.
Jin Yun Chung

Korea Conformity Laboratories

jinyun97@gmail.com

Dr.
Pyung Sik Ma

Department of System Dynamics,
KIMM

psma@kimm.re.kr

Prof.
Yong Hwa Park

Department of Mechanical
Engineering, KAIST

yhpark@kaist.ac.kr

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

한국소음진동공학회논문집

2021년 6월

제 31 권 제 3 호 통권 260호

목 차

유동을 고려한 주기적 배열 공명기 소음저감 특성 연구	김재용 · 홍석윤 · 송지훈 · 권형웅 · 김성훈 · 민동기 ... 237
다중 사이클릭 헬리콥터 진동 제어	김도형 ... 247
발전설비 대형펌프의 신뢰성 향상을 위한 설비 상태지수 연구	김형진 · 안병현 · 정덕영 · 박성훈 · 박계륜 · 손종덕 · 최병근 ... 260
주변 유체와 연성된 수중 구조물의 진동분석을 위한 스펙트럼 요소법	양원석 ... 270
VR 청감실험을 통한 층간소음 인식 영향요인 조사: 외부 음환경, 시간환경, 소음민감도를 중심으로	박상희 · 신혜경 · 김경우 ... 279
Variational Autoencoder를 이용한 데이터 및 지식기반 회전기기 이상 진단	서윤호 · 마평식 · 우정환 · 선경호 · 김병욱 · 김봉석 ... 289
PSO 알고리즘을 이용한 트래킹 진동량 추정과 최적 제어기 설계	이문노 ... 298
고무공 충격음의 최소인지한계	정정호 ... 308
마찰진자시스템이 적용된 전기캐비닛의 3축 진동대 시험에 의한 내진성능평가	전법규 · 김성완 · 윤다운 · 주부석 · 정우영 ... 319
초음파센서용 압전 원판 변환기의 면내/면외 진동	백병주 · 허인재 · 짐진오 ... 330
풍하중에 대한 무인항공기 등가 모델 주의의 구조안전성 분석	손동훈 · 이명식 · 김 준 · 유구현 · 이동근 ... 339
유연축을 갖는 기어트레인으로 구동되는 회전 서보계 제어의 안정성 해석	강민식 ... 347

C · O · N · T · E · N · T · S

- Noise Attenuation Characteristics of Resonator Arrangement
Considering the Flow Kim, J.-Y., Hong, S.-Y., Song, J.-H., Kwon, H.-W.,
Kim, S.-H. and Min, D.-K. ... 237
- Multicyclic Helicopter Vibration Control Kim, D.-H. ... 247
- Asset Health Index for Improving Reliability of Large Pumps
in Power Generation Facilities Kim, H.-J., Ahn, B.-H., Cheong, D.-Y., Park, S.-H.
Park, K.-R., Son, J.-D. and Choi, B.-K. ... 260
- Spectral Element Method for Vibration Analysis of Underwater Structures
Coupled with Surrounding Fluids Yang, W. S. ... 270
- VR Experiment on Indoor Noise Perception and Moderation Effects of Outdoor Sounds,
Visual Environment and Noise Sensitivity Park, S. H., Shin, H. K. and Kim, K. W. ... 279
- Data & Knowledge-based Anomaly Detection of Rotating Machine
Using Variational Autoencoder Seo, Y.-H., Ma, P.-S., Woo, J.-H., Sun, K.-H.,
Kim, B.-O. and Kim, B.-S. ... 289
- Estimation of Tracking Vibration Quantity and Optimal Controller Design
Using a PSO Algorithm Lee, M. N. ... 298
- Just Noticeable Difference of Rubber Ball Impact Sound Jeong, J.-H. ... 308
- Seismic Performance Evaluation via Triaxial Shaking Table Test for an Electrical Cabinet
with Friction Pendulum System Jeon, B.-G., Kim, S.-W., Yun, D.-W., Ju, B.-S.,
and Jung, W.-Y. ... 319
- In-plane and Out-of-plane Vibration of Piezoelectric Disc Transducers
for Ultrasonic Sensors Baek, B. J., Heo, I. J. and Kim, J. O. ... 330
- Structural Stability Analysis Method for the Main Wing of an Equivalent Model
of an Unmanned Aerial Vehicle against Wind Load Son, D.-H., Lee, M.-S., Kim, J.,
Ryu, G.-H. and Lee, D.-K. ... 339
- Stability Analysis of Rotating Servo Control System Driven
by Flexible Gear Train Kang, M. S. ... 347

유동을 고려한 주기적 배열 공명기 소음저감 특성 연구

Noise Attenuation Characteristics of Resonator Arrangement Considering the Flow

김재용* · 홍석윤** · 송지훈† · 권현웅*** · 김성훈**** · 민동기****
Jae-Yong Kim*, Suk-Yoon Hong**, Jee-Hun Song†, Hyun-Wung Kwon***,
Sung-Hoon Kim**** and Dong-Ki Min****

(Received February 26, 2021 ; Revised April 27, 2021 ; Accepted April 27, 2021)

Key Words : Arrangement of Cavity(주기적 배열 공명), Resonator(공명기), Flow Noise(유동소음), Band Gap (밴드 갭), Compressible Flow(압축성 유동)

ABSTRACT

The characteristics of the periodic arrangement of resonators is found to be capable of controlling reflection and transmission as a band gap phenomenon owing to the unusual sound wave caused by the periodic arrangement. In this study, the periodic arrangement of resonators was designed to analyze the noise attenuation in the frequency range of the band gap. Experiments were performed to verify the acoustic characteristics of the resonator arrangement considering the flow. CFD simulations considering the flow were performed to obtain the sound pressure level and pressure distribution, and flow analysis was performed on the designed resonator model using an unsteady compressible Navier-stokes equation. The analysis results of the periodic arrangement of the resonator were verified by comparison with the experimental results of the designed model.

1. 서 론

선박, 해양플랜트 분야에서 환경 규제가 강화되면서 기존에 사용하고 있던 흡음재, 차음재 등 재료를 포함한 소음기의 사용이 제한되고 있는 실정이다. 이에 따라 기존 소음기의 성능을 유지하면서 친환경적 소음기 개발의 중요성이 대두되고 있다. 특히 환기/배

기시스템의 소음허용기준을 만족하기 위해 설치되는 소음기의 대체가 필요한 실정이다. 친환경적 소음기 개발을 위해 기존 공명기 형태의 소음기를 주기적으로 배열하여 밴드 갭에 의한 음향특성을 확인하고 유동을 고려한 소음성능 검증이 필요하다.

주기적 배열에 대한 음향특성연구는 최근 여러 가지 방법으로 연구되어지고 있다. Fang 등은⁽¹⁾ 주기적 배열 헬름홀츠 공명기를 사용하여 밴드 갭이 형성되

† Corresponding Author ; Member, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University, Professor
E-mail: jhs@jnu.ac.kr

* Member, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Researcher

** Member, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Professor

*** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Koje College, Student

**** Korea Shipbuilding & Offshore Engineering Co., Ltd., Principal Researcher

‡ Recommended by Editor Jin Woo Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

는 것을 확인하였다. 주기적 배열에 의한 특성으로 나타나는 소멸파(*evanescent wave*) 현상이 공명기 실험을 통해 검증되었으며, 헬륨홀츠 공명기의 공진주파수 대역 주변에서의 주기적 배열 특성인 밴드 갭 현상이 나타나는 것을 확인했다. Wang 등은⁽²⁾ 1D 헬륨홀츠 공명기를 주기적으로 덕트에 적용하였을 때 음향학적 현상을 이론적으로 정리하여 공명기와 덕트의 크기에 관계없이 투과계수(T)를 도출하여 음향특성을 분석하였다. Lee 등은⁽³⁾ 주기적 배열에 의한 음향특성을 확인하기 위해 1D 헬륨홀츠 공명기 실험을 수행하여 위상속도(*phase velocity*)와 투과계수를 측정하였다. 실험결과는 덕트에 설치된 헬륨홀츠 공명기의 공진주파수와 덕트의 차단(*cut-off*) 주파수를 비교분석하였다. Lee 등은⁽³⁾ 실험결과와 비교분석을 통해 제어 주파수 이외의 주파수에서 음파가 진행되는 것을 확인하였다. King과 Cox는⁽⁴⁾ 주기적인 배열 형태에 대해서 연구를 수행하였으며 1자유도 덕트의 음향학적 이론을 기반으로 음파 거동에 대한 행렬을 도출하였다. 또한 주기적 배열과 준주기적 배열에 대한 실험을 수행하여 투과계수를 도출하여 주기적 배열에 의한 음향학적 특성을 분석하였다. 이후 특정 주파수에서 밴드 갭이 형성하도록 멤브레인공명기를 결합한 모델은 위상속도를 분석하여 음향학적 특성을 검증되었다⁽⁵⁾. Kwon 등은⁽⁶⁾ 헬륨홀츠 공명기의 주기적 배열에 대한 음향특성을 확인하기 위해 *acoustic transmission line method*(ATLM)을 적용하여 헬륨홀츠 공명기의 형상변화에 따른 임피던스와 전달 계수의 변화를 확인하였다⁽⁶⁾. Farooqui 등은^(7,8) 패치 형태의 공명기를 설계하여 덕트의 모든 벽면에 주기적으로 설치하여 음향학적 특성을 확인하였다. 패치 형태의 공명기에 대한 음향학적 특성을 해석적으로 검증하기 위해서 그린함수와 *two-port* 이론을 적용하여 해석하였으며, 해석결과는 실험결과와 비교분석하여 검증하였다.

주기적 배열 공명기를 통한 음향특성을 확인한 기존 논문은 유동을 고려하지 않은 소음제어 성능 확인이 주를 이루고 있다. 선박, 해양플랜트 등에 사용되는 소음기는 유동흐름이 존재하는 환경에 적용되기 때문에 실질적 적용을 위해 유동을 고려한 소음성능 검증이 필요한 실정이다.

Seo와 Kim은⁽⁹⁾ 기존에 독립적으로 고려하던 음압과 유동에 대한 내용을 상호 연관된 높은 음압과 덕트를 지나는 평균 유동을 고려한 투과손실을 도출하기 위해

사각덕트 벽면에 각각 다른 임피던스를 갖는 공명기를 설치하고 실험과 기존 경험식을 기반으로 도출된 식을 검증하였다. 연구내용을 근거로 하여 효과적인 소음기 개발이 가능함을 확인하였다. Kooi와 Sarin은⁽¹⁰⁾ 덕트를 지나는 유동에 의한 저항의 변화를 나타내는 유동저항에 대한 변수를 추가하여 경험적 공식을 제안하였다. Tam 등은⁽¹¹⁾ 슬릿을 사용한 공명기 형태를 이용하여 슬릿 공명기에 대한 실험측정과 음향과의 상호작용에 대한 직접 수치해석 결과 사이의 광범위한 비교를 통해 수치적 해석결과를 검증하였다. 유동을 고려한 단일 헬륨홀츠 공명기에 대한 연구는 실험과 유동소음 해석을 통해 성능 검증이 되었다. Selamat 등은⁽¹²⁾ 덕트에 설치된 단일 공명기에 대한 유동해석을 이용하여 투과손실 값을 도출하고 실험결과와 비교분석하여 단일 헬륨홀츠 공명기의 유속변화에 따른 소음성능을 검증하였다. 헬륨홀츠 공명기의 공진주파수는 유속이 높아질수록 높은 주파수로 이동하며 소음제어 성능은 감소한다는 것을 확인하였다. Ghanadi 등은⁽¹³⁾ *large eddy simulation*(LES) 난류모델을 도입하여 단일 헬륨홀츠 공명기에 대한 유동해석을 수행하였다. 소음성능 검증은 헬륨홀츠 공명기로 인해 발생하는 유동장에 대한 해석결과와 유속에 따른 공명 주변에서의 압력변동을 분석하여 확인하였다. Wu 등은⁽¹⁴⁾ 공명기의 형상을 변경하여 유동을 고려한 단일 헬륨홀츠 공명기의 소음성능 분석을 수행하고 기존 결과와 비교분석하여 공명기의 형태 개선에 대한 연구를 수행하였다.

이 논문에서는 주기적 배열에 대한 음향특성을 확인하기 위해 음향학적 이론을 기반으로 주기적 배열 공명기 모델을 설계하여 유동을 고려한 주기적 배열 공명기의 음향특성 및 유동에 의한 공명기의 소음성능을 해석적으로 분석하였다. 해석결과는 동일 모델에 대한 유동소음 실험결과와 비교분석하여 검증되었다. 먼저, 공명기의 이론을 이용하여 제어 주파수 대역에서 공진주파수를 갖는 공명기를 설계하였다. 설계된 공명기를 특정 간격으로 배열하여 주기적 배열의 특성이 나타나도록 주기적 배열간격을 결정하여 배치하였다. 유동을 고려한 주기적 배열 공명기의 소음성능을 분석하기 위해 비정상, 난류모델을 포함한 압축성 N-S 방정식을 이용한 수치해석 방법으로 음압레벨을 도출하였다. 해석결과와 비교분석을 위한 실험은 설계 모델과 동일하게 공명기를 덕트에 주기적으로 설치하고 압축공기로 덕트 내의 유동 환경을 만들어 유동을 고려한 유동소음 실험결과를 측정하

었다. 해석결과와 실험결과를 비교하여 유동을 고려한 주기적 배열 공명기의 소음성능을 분석하였다.

2. 주기적 배열 공명기 배경이론

덕트를 진행하는 음파가 가진 주파수에 따라 공명기가 반응하게 되고, 덕트 내의 탄성률(B)의 값을 변화시킨다. 이때 덕트에 작용하는 탄성률은 유효 탄성률(B_{eff})이다. 덕트의 단면적을 S_D 로 정의하고 단위 셀(unit cell)의 단위 길이를 D 라고 할 때 단위 셀 당 덕트의 부피($V = S_D D$)가 정의된다. 덕트에서의 압력(P_D)은 그 내부공기의 부피변화량(ΔV)과 관련이 있다. 하지만 실제로는 공명기에서의 부피변화량($V_H = S_H l$)이 존재하기 때문에 알짜 부피변화량($V_{net} = \Delta V - \Delta V_H$)에 의해 덕트의 압력이 결정되고 식 (1)과 같이 표현된다.

$$P_D = -B \frac{\Delta V_{net}}{V} = -B \left(\frac{\Delta V}{V} - \frac{\Delta V_H}{V} \right) = -B \left(\frac{S_D(\xi_{j+1} - \xi_j)}{S_D D} - \frac{S_H l}{V} \right) \tag{1}$$

목 부분 공기의 질량(m_n)은 $m_n = \rho S_H l'$ 으로 정의되고 변위(η)는 단순조화진동을 하고 있기 때문에 $\eta = \eta_0 \exp(i\omega t)$ 의 형태를 갖는다. 이에 따라 식 (1)을 정리하면 식 (2)가 된다.

$$-\rho l' \omega^2 \eta = -\frac{B S_H l}{V_H} P_D \tag{2}$$

η 값을 식 (2)에 대입하여 P_D 에 관해 정리하면 식 (3)과 같다.

$$P_D = -B \left(1 + \frac{V_H}{S_D D} \frac{1}{1 - \omega^2 / \omega_0^2} \right)^{-1} \frac{\partial \xi}{\partial x} = -B_{eff} \frac{\partial \xi}{\partial x} \tag{3}$$

유효 탄성률(B_{eff})은 식 (4)로 표현한다.

$$B_{eff}^{-1} = B^{-1} \left(1 + \frac{F}{1 - \omega^2 / \omega_0^2} \right) \tag{4}$$

F 는 $V_H / S_D D$ 로 filling factor라고 한다. 단위 셀 한 개에서 덕트와 공명기 간의 부피 비율이다. 식 (4)에

서 보이는 것처럼 유효 탄성률 값은 공명기의 공명주파수와 filling factor에 의해 결정된다.

주기적 배열 공명기의 유효 탄성률을 구하기 위해서는 단위 셀은 덕트 벽에 설치된 단일 공명기를 포함하는 원통형 튜브로 구성된다. 주기적 배열의 경우 단위 셀의 체적변화(ΔV_j)는 피스톤과 같은 형태로 작용하는 두 개의 단위 셀 경계에서 비평형 입자변위 ξ_j 와 ξ_{j+1} 가 나타남을 고려해야 하므로 $\Delta V_j = S(\xi_{j+1} - \xi_j)$ 의 형태로 표현한다. 따라서 단위 셀의 압력변화는 식 (5)가 된다.

$$P_j = -B \frac{\Delta V_j + \Delta V_{Hj}}{V} \tag{5}$$

식 (5)는 주기적 배열의 특성에 따라 식 (6)으로 표현된다.

$$P_j = -\frac{B}{S D} [S(\xi_{j+1} - \xi_j) + \eta_j S_H] \tag{6}$$

단위 셀의 이론과 동일하게 정리하면 식 (7)과 같이 표현한다.

$$B_{eff} = B \left(1 + \frac{S_H l_j}{S(\xi_{j+1} - \xi_j)} \right) \tag{7}$$

3. 음향해석 방법

음향에 대한 지배 방정식 (8)은 각 단일 요소 영역에 적용된다. FEM 솔루션에서 압력과 같은 모든 값은 각 요소에 대한 값으로 처리되며 형상 함수는 멤버 노드의 값을 사용하여 미분 방정식을 해결하기 위해 요소 내부의 연속 압력 값에 근사한다.

$$\nabla^2 p - \rho_0 \frac{\partial^2 s}{\partial t^2} = 0 \tag{8}$$

음향은 볼륨(V)과 그 주변 표면(S)을 고려하여야 한다. 균일한 질량 밀도를 갖는 음향 환경을 위한 식 (9)는 다음과 같다.

$$\Pi = \left(\frac{p_{,x}^2 + p_{,y}^2 + p_{,z}^2}{2} + \frac{1}{c^2} \dot{p} \ddot{p} \right) dV + \rho \int u_n \ddot{p} dS \tag{9}$$

각각의 요소에 대한 질량, 강성, 하중행렬을 이용하여 식 (10)을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Pi &= \{P\}^T [M] \{\ddot{P}\} \\ &+ \frac{1}{2} \{P\}^T [K] \{P\} + \{P\}^T \{R\} \end{aligned} \quad (10)$$

음향 FEM에는 크게 두 가지 경계 조건이 있다. 첫 번째는 sound-hard 간의 경계 조건과 방사 경계 조건이다. 이 두 경계 조건은 각각 반사하지 않고 음파와 강체 사이의 무한히 뺀어가는 것을 해석하는데 사용된다. 입자 속도의 수직 구성요소는 강체 경계에서 사라진다. 평면파에 대한 방사 경계 조건은 식 (11)과 같다.

$$\begin{aligned} \mathbf{n} \cdot \left(\frac{1}{\rho} \nabla p \right) + i \frac{\mathbf{k}}{\rho} p + \frac{i}{2\mathbf{k}} \Delta_T p &= \\ \left(\begin{array}{c} \frac{i}{2\mathbf{k}} \Delta_T p_i \\ + (i\mathbf{k} - i(\mathbf{k} \cdot \mathbf{n}) \frac{p_i}{\rho}) \end{array} \right) &e^{-i(\mathbf{k} \cdot \mathbf{r})} \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 \mathbf{n} 은 경계의 수직벡터, 벡터 \mathbf{k} 는 $\mathbf{k} = \mathbf{kn}$ 으로 정의한다. p_i 는 입사파의 음파 크기이다.

4. 유동소음 수치해석 방법

덕트를 지나는 유동에 의한 음압을 정확하게 예측하기 위해서는 공명기에 의해 발생하는 유동장을 해석하는 것이 중요하다. 비정상 압축성 유동 방정식을 이용하여 유체의 흐름과 음파의 전파를 예측할 수 있다. 소스 항을 제외한 압축성 유동에 대한 방정식은 다음과 같이 표현한다⁽¹⁶⁾.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i) &= - \frac{\partial p}{\partial x_i} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho h_t) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho h_t u_j) &= \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \\ + \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right] &\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' h_t'} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 $h_t = \overline{c_p} T - c_p^o T_o$ 은 열 엔탈피이다. 또한 상태 방정식은 다음과 같다.

$$p = \rho RT \quad (15)$$

변동 속도를 포함하는 항은 난류 운동으로 인한 레이놀드 스트레스에 해당하며 난류 모델을 이용하여 평균 속도장에 연결된다. 이 연구에서는 $k-\epsilon$ 난류 모델을 사용하며 난류 모델의 방정식 중 난류 운동 에너지 방정식은 다음과 같이 표현한다^(17,18).

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) &= \\ - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) &+ \mu_t P - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + u_i P_{NL} \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 P, P_{NL} 은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} P &= \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \\ P_{NL} &= - \frac{\rho}{u_i} \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \left[P - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\rho k}{u_t} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \end{aligned} \quad (17)$$

σ_k 는 난류 Prandtl 수이고, u_t 는 난류 점성이다. 난류 감쇠 방정식은 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon) &= - \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \\ + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[\mu_t (P + P_{NL} + P') \right] & \\ \left\{ - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right\} & \\ - C_{\epsilon 2} (1 - 0.3 e^{-R_t^2}) \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (18)$$

σ_ϵ 는 난류 Prandtl 수이고, P', R_t, Re_y 는 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} P' &= 1.33 [1 - 0.3 e^{-R_t^2}] \left[P + P_{NL} + 2 \frac{\mu}{\mu_t} \frac{k}{y^2} \right] e^{-0.00375 Re_y^2} \\ R_t &= \frac{k^2}{\nu \epsilon}, \quad Re_y = \frac{y \sqrt{k}}{\nu} \end{aligned} \quad (19)$$

난류유동해석은 식 (12)~(18)를 이용한 다중 알고리즘으로 해석한다.

소음해석은 압축성 유동방정식을 이용하면 유동에 의한 덕트 내의 음파 전파가 표현되므로 특정 지점에서 음압을 도출하여 소음해석을 수행하였다. 입구에서 시간변화에 따른 유속을 식 (20)과 같이 설정한다.

$$u(x=0) = u_{e \leq t} + a_{e \leq t} \sin(\omega t) \tag{20}$$

여기서 $u_{e \leq t}$ 은 평균 유속, $a_{e \leq t}$ 은 진폭이며 ω 은 각진동수이다. 압력을 결정하기 위해 입구단에서 온도와 밀도는 이상기체 방정식을 이용하여 설정한다. 출구단은 음파가 반사하지 않도록 무반향 경계조건을 사용한다. 유동이 안정된 이후 공명기를 지난 덕트 내의 고정된 지점에서 시간에 따른 압력 변화를 추출하여 음파의 변화를 확인할 수 있다. 시간에 따른 유동변화에 의해 추출된 압력은 시간 영역의 결과이다. 따라서 추출된 압력은 푸리에변환을 이용하여 주파수 영역의 데이터로 변환하여 음압레벨을 도출한다.

5. 주기적 배열 공명기 유동소음 해석

5.1 주기적 배열 공명기 설계

주기적 배열 공명기를 이용한 소음기를 설계하기 위해서는 덕트에 설치하여 소음제어가 필요한 주파수 대역을 확인한다. 제어 주파수대역에서 공진주파수를 갖는 공명기는 헬름홀츠 공명기 이론을 근거로 하여 목의 크기, 공명의 크기 등에 대한 주요 변수를 이용하여 설계한다. 이후 주기적 배열에 의한 특성이 나타나는 공명기 배열의 수를 결정하며 밴드 갭이 형성되는 간격을 결정한다. 배열간격은 블로흐 이론 (Bloch theorem)과 브릴루앙 존(Brillouin zone)을 근거로 결정할 수 있다. 주기적 배열 공명기의 제어 주파수 대역 소음제어는 공명기의 공진주파수와 주기적 배열의 간격이 제어 주파수 대역에서 영향을 미치도록 설계되어야 소음제어 효과가 나타난다.

이 연구에서는 제어 주파수대역을 300 Hz 이하인 저주파수 대역으로 설정하였으며, 공명기의 수는 4개로 제한한다. 공명기의 높이가 0.1 m가 되도록 설정하고 모델을 설계하였다. 공명기는 목의 길이, 면적 및 공명의 부피가 공명기의 공진주파수를 결정하는 주요 변수이다. 따라서 제어 주파수 대역에서 공진주파수를 갖는 공명기의 형태는 다양하

게 변경된다. 설계 변수의 변화에 따른 최적의 모델을 찾기 위해 다양한 모델에 대한 음향해석을 진행하였다. Fig. 1은 최적의 모델로 선정된 주기적 배열 공명기이며, 단일 공명기와 주기적 배열의 주요 제원은 Table 1과 같다.

Fig. 2는 Fig. 1과 같은 제원을 갖는 주기적 배열 공명기 모델의 유동이 없는 경우에 대한 음향해석결과이다. 1개의 헬름홀츠 공명기는 공진주파수인 240 Hz에서 소음제어 효과가 나타난다. 헬름홀츠 공명기의 주기적 배열 수가 증가함에 따라 점차적으로 높은 삽입손실 값이 나타나며 갭의 크기는 증가하는 것을 확인할 수 있다. 공명기의 수가 하나일 경우는 삽입손실이 최대 22 dB의 피크 값을 나타내고 공명기의 수가 네 개일 경우는 삽입손실이 최대 69 dB이다. 공명기 네 개의 삽입손실 값이 공명기 하나의 최대 삽입

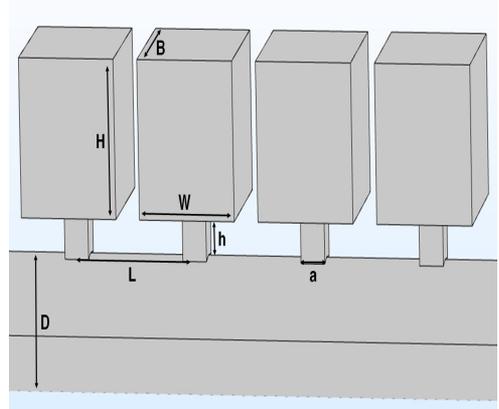


Fig. 1 Resonator geometry model

Table 1 Single resonator parameters

Analysis conditions	
Density	1.21 kg/m ³
Speed of sound	343 m/s
Lattice spacing(L)	0.1 m
Duct diameter(D)	0.07 m
Length of neck(h)	0.02 m
Length of cavity(H)	0.08 m
Inlet of neck(a)	0.02 m
Area of cavity(B×W)	0.0064 m ²

손실의 크기와 동일한 크기가 나타나는 주파수는 270 Hz로 밴드갭의 크기가 넓어진 것을 확인할 수 있다.

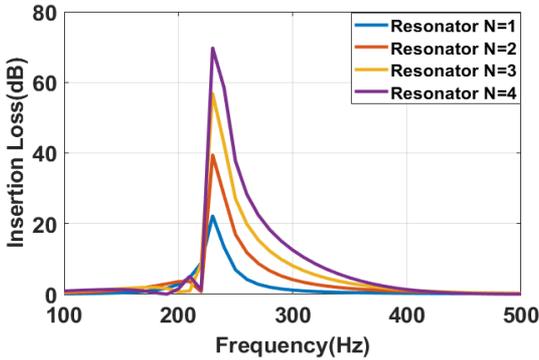


Fig. 2 Insertion loss of acoustic analysis for designed model

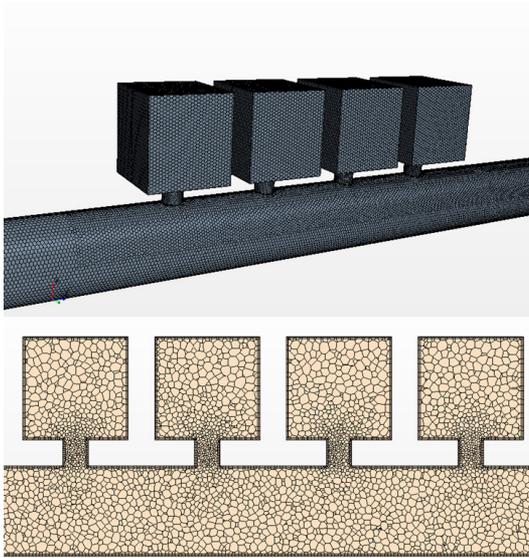


Fig. 3 Structured mesh for CFD simulation

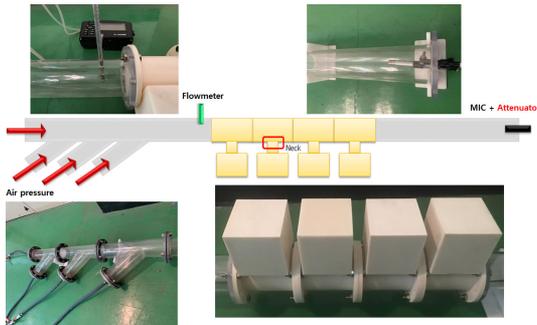


Fig. 4 Schematic diagram of experiment setup

5.2 주기적 배열 공명기 유동해석 모델

유동해석을 위한 격자 모델링은 Fig. 1과 같은 기하학적 모델을 사용하여 수행하였다. 길이 방향 길이가 4개의 공명기를 포함하여 4.4 m이다. Fig. 3은 주기적 배열 공명기에 대한 격자모델을 보여준다. 총 격자수는 약 100만개이며, 해석 간격은 0.00001 s로 설정하였다. 덕트 내부에 전파되는 음파는 유속과 주기적 파장으로 평면파를 가정하였다. 덕트를 지나는 유동에 의한 음압 예측을 위해 3차원 압축성 RANS 방정식을 해석하였다. 압축성 이상기체 방정식은 압력 전파를 직접적으로 확인할 수 있으므로 경계조건으로 포함하여 해석을 수행하였다. 소음해석을 위한 압력 데이터의 추출 계측점은 공명기를 지나기 전 입구와 공명기를 지난 출구에서 확인하였다. Table 2는 유동해석을 위한 해석조건을 보여준다. Star CCM+ 프로그램에서 사용되는 난류모델과 해석 솔버를 사용하였으며, 덕트의 경계조건은 속도, 압력, 벽 조건을 사용하였다.

5.3 주기적 배열 공명기 실험환경

주기적 배열 공명기 유동소음 실험은 아크릴 원형 덕트와 Table 1의 주요 제원에 따라 3D 프린트로 제작된 공명기를 설치하여 수행되었다. 각각의 공명기

Table 2 Solver settings for the CFD simulation

Flow solver	Star CCM+
Solver type	Segregated flow solver
Time solver	Transient, second order implicit
Turbulence model	RANS($k-\epsilon$)
Scheme	PISO algorithm
Time step	0.00001 s
State equation	Ideal gas equation
Mesh type	Polyhedron type
Inlet B.C	Velocity boundary condition
Outlet B.C	Pressure boundary condition
Duct B.C	Wall boundary condition

는 연결이 가능하도록 단일 공명기로 제작하였으며 4개의 공명기를 주기적 배열하여 유동을 고려한 음향 특성을 확인하기 위해 음압레벨을 측정하였다. Fig. 4와 같이 원형 덕트의 지름은 0.07 m이며 공명기 양쪽으로 각각 2 m의 덕트를 설치하였다. 유동 환경을 구현하기 위해 압축공기는 네 방향에서 유동을 보내도

록 실험 장치를 구성하였다. 네 방향에서 유동이 모두 동일하게 입사하여 입사관에 의한 공명 현상이 나타나지 않도록 하였다. 덕트 내의 압축공기 유속을 측정하기 위해 공명기 앞 단에 유속 측정기를 설치하여 소음기를 지나기 전 유속을 측정하였다. 마이크는 덕트의 끝단에 설치하여 음압레벨을 측정하였다. 동일한 조건에서 실험은 3차례 수행하였다. 유동이 없는 경우 실험은 덕트 입구에서 백색소음을 소스(source)로 사용하여 동일한 방법으로 음압레벨을 측정하였다. Fig. 5는 헬름홀츠 공명기가 설치되지 않은 상태에서 각 소음원에 대한 음압레벨을 보여준다. 유동이 없는 경우 약 90 dB의 소음원이 전달되고 유동이 있는 경우 유속이 증가할수록 소음원의 크기가 증가하는 것을 확인할 수 있다.

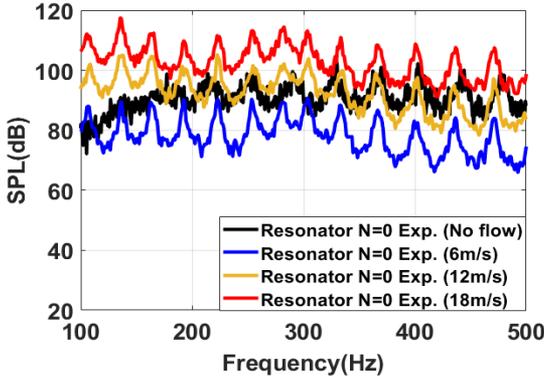


Fig. 5 SPL of duct without resonator

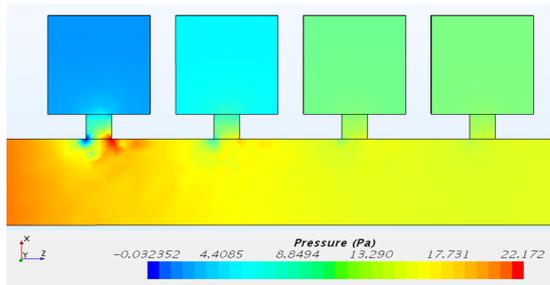


Fig. 6 Pressure distribution of resonator model

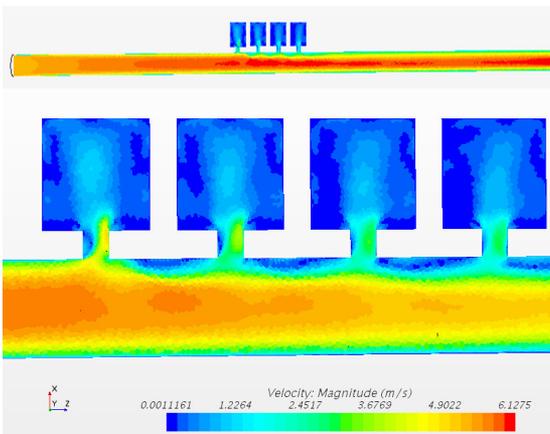


Fig. 7 Velocity distribution of resonator model

5.4 주기적 배열 공명기 유동소음 해석과 실험 비교 검증

Fig. 6은 유동속도가 6 m/s인 경우 주기적 배열 공명기의 유동해석 결과로 덕트 내의 압력 분포를 보여준다. 압력분포는 공명기의 주변에서 변화가 발생하는 것을 볼 수 있다. Fig. 7은 유동속도가 6 m/s인 경우 덕트 내의 속도 분포를 보여준다. 유동 속도 변화는 덕트 전체적으로 변화가 나타나고 주기적 배열 공명기 주변을 지나가면서 급격한 변화가 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 주기적 배열 공명기의 유동 유무에 따른 실험결과와 해석결과를 보여준다. 검은색 선과 파란색 선은 유속이 없는 경우와 유속이 12 m/s인 경우에 대한 실험결과이다. 노란색 선은 유동이 없는 경우에 대한 해석결과이고 빨간색 선은 공기중에서의 기준 음압 20 μ Pa에 대한 유동소음 해석을 통해 얻은 음압레벨 값을 이용하여 도출한 삽입손실을 보여준다. 유동이 없는 경우의 실험결과와 해석결과는 전체적인 경향이 일치하는 결과를 보여준다. 유속이 12 m/s인 경우는 뚜렷한 공진주파수는 보이지 않지만 소음저감 성능 경향은 일치하는 것을 확인할 수 있다. 주기적 배열의 특성으로 나타나는 밴드 갭의 주파수 대역은 유동유무에 관계없이 약 210 Hz ~ 300 Hz 대역에서 나타나는 것을 확인할 수 있다. 유동유무에 관계없이 밴드 갭 주파수 대역에서의 삽입손실은 해석 결과와 실험 결과가 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 하지만 유동을 고려한 결과와 유동이 없는 경우 결과를 비교해보면 유

동이 있는 경우 소음저감 효과가 뚜렷하게 저하되는 것을 확인할 수 있다. 유동유무에 따라 밴드 갭 주파수 대역에서 삽입손실 차이가 가장 큰 곳은 30 dB 정도 차이를 보인다. 따라서 유동에 의한 공명기의 소음성능이 낮아지는 것을 확인할 수 있으며 밴드 갭의 주파수 대역은 변하지 않는다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 각각 유동 유속이 6 m/s, 18 m/s인 경우 실험결과와 해석결과를 보여준다. 유동 유속이 6 m/s에서 18 m/s로 증가함에 따라 삽입손실은 실험결과와 해석결과에서 약 5 dB ~ 10 dB 감소하는 것을 확인할 수 있다. 유동 유속 변화와 관계없이 밴드 갭의 주파수 대역은 12 m/s 실험결과와 유사한 주파수 대역을 보인다. 유속 변화에 따른 주기적 배열 공명기의 소음저감 효과는 밴드 갭 주파수 대역에서 주요하게 나타나며 밴드 갭 주파수 대역에서 실험결과와 해석결과의 음압

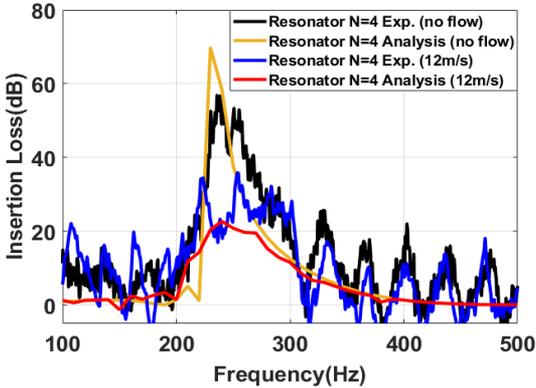


Fig. 8 Comparison of IL obtained from experiment measurement and analysis at no flow and 12 m/s

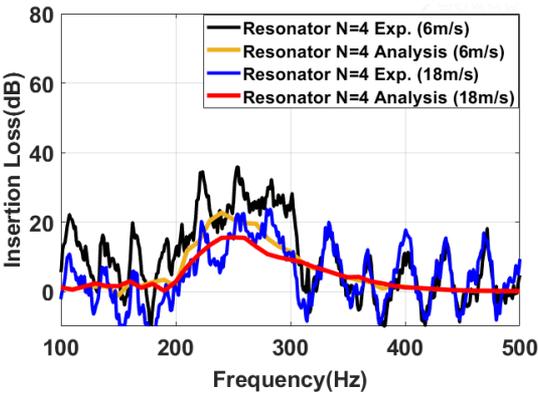


Fig. 9 Comparison of IL obtained from experiment measurement and analysis at 6 m/s, 18 m/s

레벨을 비교해보면 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 주기적 배열 공명기는 밴드 갭의 특성으로 유동이 없는 경우 소음저감 효과가 뚜렷하게 나타나지만 유동이 있는 경우 소음저감 효과가 현저하게 낮아지는 것을 확인할 수 있다. 유동소음 해석을 통한 해석결과는 유속이 증가함에 따른 밴드 갭 주파수 대역과 삽입손실

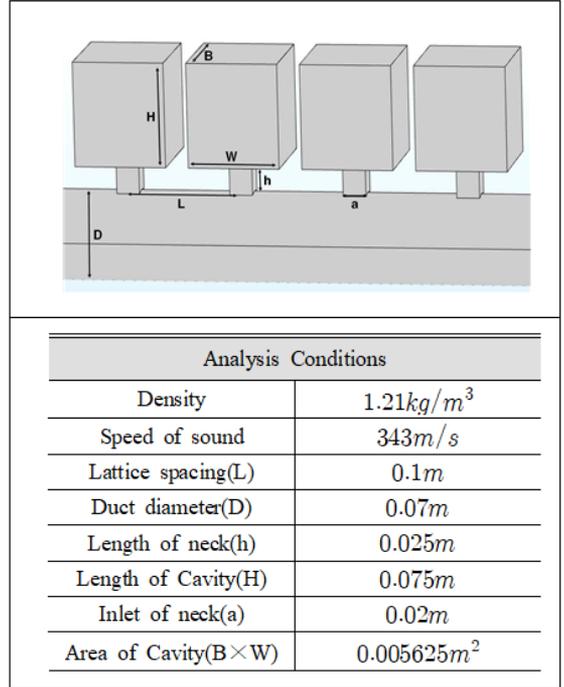


Fig. 10 Resonator(resonance frequency at 400 Hz) parameters

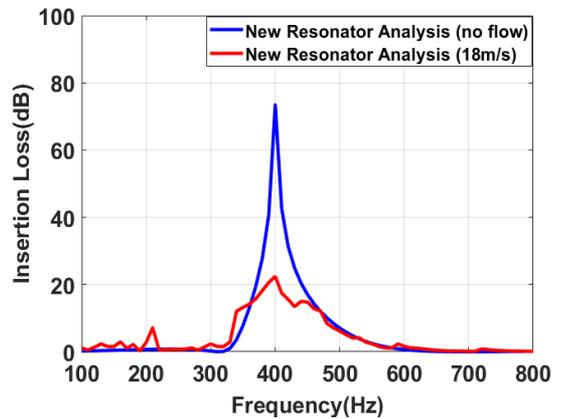


Fig. 11 Comparison of IL obtained from experiment measurement and analysis for resonator (resonance frequency at 400 Hz) designed at no flow and 18 m/s

이 실험결과와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.

해석을 통해 주기적 배열 공명기의 유동 유무에 따른 소음성능 예측이 가능함을 확인하기 위하여 다른 공진주파수를 갖는 공명기에 대한 해석이 필요하다. Fig. 10은 주파수 400 Hz에서 공진주파수를 갖는 새로운 공명기에 대한 주요제원이다. 해석환경은 기존 수행했던 내용과 동일하게 진행한다. Fig. 11은 400 Hz 대역에서 공진주파수를 갖는 새로운 모델의 음향해석과 유동해석 결과이다. 4개의 공명기에 의한 400 Hz 주파수 대역 주변에서 밴드갭이 형성되는 것을 확인할 수 있다. 유동이 있는 경우는 공진주파수인 400 Hz에서 가장 큰 삽입손실을 보여주지만 유동에 의한 소음성능이 약 22 dB로 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 따라서 실험과 해석으로 검증된 결과와 동일하게 공진주파수 대역 주변에서 밴드갭이 형성되어 넓은 주파수 대역에서 소음저감 성능이 나타나고 유동에 의한 소음성능이 저하되는 것을 확인할 수 있다.

따라서 주기적 배열 공명기의 유동소음 해석결과를 실험결과와 비교분석하여 유동에 의한 소음저감 변화와 밴드 갭 주파수대역이 검증되었다. 또한 유동이 있는 경우에 대한 주기적 배열 공명기의 소음성능 예측이 가능함을 확인할 수 있다.

6. 결 론

이 연구에서는 유동을 고려한 주기적 배열 공명기의 음향특성 분석을 수행하기 위해 주기적 배열 공명기를 설계하고 유동소음 해석 절차에 따른 해석결과와 유동소음 실험을 통해 얻은 예측결과와 비교 분석을 수행하였다.

주기적 배열 공명기 모델은 주기적 배열에 의한 음향특성으로 나타나는 밴드 갭이 형성되는 주기적 간격을 설정하여 실험모델을 설계하였으며 밴드 갭 주파수 대역이 저주파수 대역에서 형성되도록 설계하였다. 유동소음 해석은 유동에 의한 음압을 정확하게 예측하기 위해서 비정상 압축성 RANS 방정식을 이용하여 유체의 흐름과 음파의 전파를 해석하였다. 유동을 고려한 유동소음 실험은 유동환경을 구현하기 위해 덕트 내의 압축공기를 분사하여 덕트 끝단에서의 음압레벨을 측정하였다. 실험결과와 해석결과는 주기적 배열의 특성으로 나타나는 밴드 갭의 주파수 대역이 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 유

동 유무에 따른 소음성능을 확인하기 위해 유속이 없는 경우와 비교하여 유동에 의한 소음성능 감소에 대한 결과를 확인하였다. 유속변화에 따른 소음성능을 확인하기 위해 유속이 6 m/s, 12 m/s, 18 m/s인 경우에 대한 실험결과와 해석결과를 비교하여 소음성능을 검증하였다. 이를 통해 유동을 고려한 주기적 배열 공명기에 대한 유동소음 성능 예측과 밴드 갭의 형성 주파수 대역을 해석적으로 확인할 수 있다.

이 연구로부터 유동을 고려한 주기적 배열 소음기의 소음성능을 분석하여 유동흐름이 존재하는 환경에 적용 가능한 주기적 배열 소음기 개발이 가능할 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 서울대학교 BK21 해양플랜트 창의인재 양성사업단 및 연구재단(2019R-1F1A1062914)의 지원을 받아 수행하였습니다. 또한, 해양시스템공학연구소(RIMSE)의 지원을 받아 수행하였습니다.

References

- (1) Fang, N., Xi, D., Xu, J., Ambati, M., Srituravanich, W., Sun, C. and Zhang, X., 2006, Ultrasonic Metamaterials with Negative Modulus, *Nature Materials*, Vol. 5, No. 6, pp. 452-456.
- (2) Wang, Z. G., Lee, S. H., Kim, C. K., Park, C. M., Nahm, K. and Nikitov, S. A., 2007, Effective Medium Theory of The One Dimensional Resonance Phononic Crystal, *Journal of Physics: Condensed Matter*, Vol. 20, No. 5, Article no. 055209.
- (3) Lee, S. H., Park, C. M., Seo, Y. M., Wang, Z. G. and Kim, C. K., 2009, Acoustic Metamaterial with Negative Modulus, *Journal of Physics: Condensed Matter*, Vol. 21, No. 17, Article no. 175704.
- (4) King, P. D. C. and Cox, T. J., 2007, Acoustic Band Gap in Periodically and Quasiperiodically Modulated Waveguides, *Journal of Applied Physics*, Vol. 102, No. 1, Article no. 014902.
- (5) Lee, S. H., Park, C. M., Seo, Y. M., Wang, Z. G. and Kim, C. K., 2010, Composite Acoustic Medium with Simultaneously Negative Density and Modulus, *Physical Review Letters*, Vol. 104, No. 5, Article no. 054301.

(6) Kwon, B. J., Jo, C., Park, K. C. and Oh, I. K., 2009, Wave Propagation Characteristics of Acoustic Metamaterials with Helmholtz Resonators, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 2, pp. 167~175.

(7) Farooqui, M., Elnady, T. and Akl, W., 2016, Validation of Low Frequency Noise Attenuation Using Locally Resonant Patches, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 139, No. 6, pp. 3267~3276.

(8) Farooqui, M., Elnady, T. and Akl, W., 2016, Sound Attenuation in Ducts Using Locally Resonant Periodic Aluminum Patches, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 139, No. 6, pp. 3277~3287.

(9) Seo, S.-H. and Kim, Y.-H., 2005, Silencer Design by Using Array Resonators for Low-Frequency Band Noise Reduction, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 118, No. 4, pp. 2332~2338.

(10) Kooi, J. and Sarin, S., 1981 An Experimental Study of the Acoustic Impedance of Helmholtz Resonator Arrays Under a Turbulent Boundary Layer, In 7th Aeroacoustics Conference, California, United States, pp. 1981~1998.

(11) Tam, C. K., Ju, H., Jones, M. G., Watson, W. R. and Parrott, T. L., 2005, A Computational and Experimental Study of Slit Resonators, Journal of Sound and Vibration, Vol. 284, No. 3-5, pp. 947~984.

(12) Selamet, E., Selamet, A., Iqbal, A. and Kim, H., 2011, Effect of Flow on Helmholtz Resonator Acoustics: A Three-dimensional Computational Study vs. Experiments, SAE Technical Paper, Article no. 2011-01-1521.

(13) Ghanadi, F., Arjomandi, M., Cazzolato, B. and Zander, A., 2014, Understanding of The Flow Behaviour on a Helmholtz Resonator Excited by Grazing Flow, International Journal of Computational Fluid Dynamics, Vol. 28, No. 5, pp. 219~231.

(14) Wu, G., Lu, Z., Xu, X., Pan, W., Wu, W., Li, J. and Ci, J., 2019, Numerical Investigation of Aeroacoustics Damping Performance of a Helmholtz Resonator: Effects of Geometry, Grazing and Bias Flow, Aerospace Science and Technology, Vol. 86, pp. 191~203.

(15) Kinsler, L. E., 2000, Fundamentals of Acoustics (4th ed.), New York, Wiley, Chap 10, pp. 284~286.

(16) Methodology, STAR-CD(Version 4.12), 2009, Computer Software, CD-adapco, Melville, NY.

(17) Tahry, S. H. E., 1983, K-Epsilon Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows, Journal of Energy, Vol. 7, No. 4, pp. 345~353.

(18) Lien, F. S., 1996, Low-Reynolds-number-eddy-viscosity Modeling Based on Nonlinear Stress-Strain/Vorticity Relations, Proceedings of the 3rd Symposium on Engineering Turbulence Modeling and Measurements.



Jae-Yong Kim received the B.S degree in Naval Architecture and Ocean Systems Engineering from Kyungnam University in 2014. He is currently working toward the Ph. D. degree in noise and vibration at Seoul National University. He is especially interested in predicting acoustic performance of the silencers and acoustic metamaterials.



Jee-Hun Song received his B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Korea, in 2003, and his Ph.D. in 2007. Currently he is a professor of Naval Architecture and Ocean Engineering at Chonnam National University, Korea. His primary research interest is vibration and noise analysis in structures.

다중 사이클릭 헬리콥터 진동 제어

Multicyclic Helicopter Vibration Control

김도형[†]
Do-Hyung Kim[†]

(Received January 5, 2021 ; Revised March 5, 2021 ; Accepted March 5, 2021)

Key Words : Rotor Vibration Control(로터 진동 제어), Multicyclic Control(다중사이클릭 제어), Active Twist Rotor(능동 비틀림 로터), Optimal Control(최적 제어), Gradient Descent Method(경사하강법)

ABSTRACT

The vibration control performance of an active twist rotor using multicyclic control is evaluated and discussed. Artificial flight data for a descent flight with 6-degree flight path angle are generated using CAMRAD II. A linear, quasi-static, frequency domain system model with six multicyclic higher harmonic control inputs and 12 harmonic response outputs of nonrotating hub loads is identified offline by using the least squared error. The optimal control input for minimizing the quadratic performance function and the corresponding response to the optimal control are calculated. The open-loop control performance is simulated using CAMRAD II by applying the optimal control input. The nondimensionalized vibration index combining 12 nonrotating hub loads is reduced by 93 % using open-loop control. The gradient descent method is applied for closed-loop control, and MATLAB/CAMRAD II coupled analysis is performed to evaluate the closed-loop multicyclic control system. The closed-loop control using the gradient descent algorithm with the system model identified offline shows very good vibration reduction performance, and the reduced vibration level converges to the optimal solution.

1. 서 론

헬리콥터 진동 저감을 위한 능동 로터 제어 시스템에 대한 여러 가지 수치 해석 및 실험 연구가 진행되어 왔고, 그 중에서 Higher harmonic control(HHC) 기법이 진동과 소음 저감에 성공적으로 적용되었다⁽¹⁾. HHC는 진동과 소음 저감 능력을 보여주었지만, 다른 능동 제어 기법이 계속해서 연구되었다. HHC의 주요 단점은 작동 가능한 주파수의 제약과 소음과 진동이

동시에 줄어들지 않을 수 있다는 사실이다⁽²⁾. HHC의 가장 유망한 대안은 individual blade control(IBC)⁽³⁾이다. 현재까지 능동 피치 로드⁽⁴⁾, 능동 뒷전 플랩^(5,6), 능동 비틀림⁽⁷⁻⁹⁾, 능동 탭⁽¹⁰⁾, 능동 거니 플랩⁽¹¹⁾ 등의 여러 가지 개념의 IBC 작동기가 설계되고 테스트되었다. 그 중에서 능동 뒷전 플랩이 광범위하게 연구되었고 비행시험에 이르기까지 성공적으로 시연되었다. Dieterich 등은⁽⁶⁾ 능동 플랩과 시간 영역 제어 알고리즘을 적용한 BK117 항공기에서 최대 80 % 진동 저감 성능을 보여주었다. 그러나 블레이드에 뒷전 플랩

[†] Corresponding Author; Member, Korea Aerospace Research Institute, Principal Researcher
E-mail : dhkim@kari.re.kr

A part of this paper was presented at the KSNVE 2021 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Heon Jun Yoon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

작동기를 구현하기 위해서는 기계적 부품이 추가로 필요하며, 블레이드 회전에 의한 원심력 환경에서 원활한 작동을 보장하기 위한 여러 가지 조치가 필요하다. 반면에 표면 변형에 의해 유발되는 비틀림을 이용하는 능동 비틀림 제어 로터는 기계적 부품이 필요하지 않다.

압전 재료를 이용한 active fiber composite(AFC) 또는 macro fiber composite(MFC)가 축소 능동 비틀림 로터에서 표면 변형을 유발시키기 위한 작동기로 활용되어 왔다. 블레이드 표면에 부착된 작동기에 전기장이 부가되면 작동기의 변형이 발생되고 이를 활용하여 블레이드의 비틀림 변형을 생성한다. AFC를 기반으로한 ATR(active twist rotor) 연구에서는 NASA langley transonic dynamics tunnel(TDT)의 풍동시험을 통해 고정부 진동하중을 60% ~ 95% 감소시켰다⁽⁷⁾. 개-루프 제어 방법이 적용되었고 작동 주파수는 단일 하모닉이었다. 여러 가지 제어 진폭으로 3P(3/rev), 4P 및 5P 작동 주파수에 대해 제어 위상 스위치가 수행되었으며, 그 결과를 통해 최상의 작동 주파수, 진폭 및 제어 위상을 식별 할 수 있었다.

독일 DLR(german aerospace center)에서는 1995년부터 MFC 작동기를 이용한 능동 비틀림 로터에 대한 연구 활동을 수행해 오고 있다⁽¹²⁾. 2009년부터 국제 공동연구인 STAR(smart twisting active rotor) 프로그램으로 확장하여 진행 중, 예비 시험 과정에서 MFC 작동기의 피로 문제가 발생하여 초기 풍동시험이 중단된 바 있다⁽⁹⁾. 이에 대한 원인 분석을⁽¹³⁾ 통해 작동기 및 블레이드 설계 개선이 수행되었다⁽¹⁴⁾. 현재 새로운 블레이드 제작 및 풍동시험을 추진 중이다.

진동 저감을 위한 비틀림 작동에 있어서 가장 널리 사용되는 방식은 하모닉(harmonic) 작동을 기반으로 한다. 단일 하모닉 제어의 경우 진폭 및 위상 스위칭을 여러 가지 가진 주파수에 대해서 수행한다. 그런 다음 진동 저감 성능이 가장 우수한 제어 입력 주파수, 진폭 및 위상을 식별할 수 있다. 이 방법은 다중 하모닉 제어 방식으로 확장할 수 있다. 다중 하모닉을 이용한 능동 비틀림 작동은 성능 향상, 진동 및 소음 저감 시뮬레이션 연구에 적용된 바 있다^(15,16). 다중 하모닉 제어 입력에 단일 하모닉 제어와 같은 진폭, 위상 스위칭 방법을 적용할 경우 고려해야 할 경우의 수가 매우 크게 증가한다. 또 다른 접근 방법은 비 하모닉(non-harmonic) 형태의 비틀림 작동이다. Fogarty 등은⁽¹⁷⁾ 시작 방위각 위치, 지속 시간 및 진폭으로 특정 형상의 계단 파형 입력을 소음

저감에 적용한 바 있다. Jain 등은⁽¹⁸⁾ 전진면 영역에서만 2P 하모닉 입력을 적용할 경우 성능 향상에 효과적임을 보여주었다. 그리고 단순한 단일 하모닉 입력과 분할된 스텝 함수를 성능 향상 및 진동 감소를 위해 최상의 작동 시나리오를 도출하기 위해 particle swarm genetic 알고리즘을 사용한 연구도 수행된 바 있다⁽¹⁹⁾.

일반적으로 단일 하모닉 제어에 비해 다중 하모닉 제어 또는 비 하모닉 제어를 적용하면 보다 우수한 진동 저감 성능을 얻을 수 있을 것으로 예상된다. 그러나 다중 하모닉 또는 비 하모닉 제어 기법을 적용할 경우 알고리즘에 따라 최적의 해를 얻기 위한 계산량이 크게 증가할 수 있다. 헬리콥터의 진동 특성이 선형적인 경우 최적 제어 기법을 적용하여 상대적으로 적은 계산을 통해 최적 제어 입력을 도출할 수 있다. 또한 최적 제어 기법은 비행 시험 데이터를 처리하여 피드백 제어기를 설계할 때 효과적으로 사용할 수 있다. 다중 사이클릭 헬리콥터 진동 제어 알고리즘 유도 및 검토는 Johnson이⁽²⁰⁾ 수행하였고, 이를 활용한 수치 해석 시뮬레이션 연구는 Chopra와 McCloud가⁽²¹⁾ 소개한 바 있다. 다중 사이클릭 진동제어는 헬리콥터를 선형(linear), 준정적(quasi-steady), 주파수 영역(frequency domain) 모델로 표현하는 것에 기반을 둔다. 2차 성능 함수를 최소화하기 위한 최적 제어 해는 간단한 선형 대수로 계산할 수 있다. 그리고 개-루프 또는 폐-루프 제어 시스템의 형태로 구현할 수 있다.

이 연구에서는 동적으로 스케일링된 Bo-105 축소 로터 모델에 다중 사이클릭 제어 기법을 적용하여 시뮬레이션을 수행하고 진동 제어 성능을 분석하였다. 먼저 진동 제어를 수행할 비행 조건을 선정하여 기본 데이터를 생성하고, 시스템 식별을 수행한 다음 최적 제어 해를 도출하여 개-루프 시스템에서 진동 저감 성능을 검토하였다. 폐-루프 시스템으로 운용 가능성을 검토하기 위해 MATLAB/CAMRAD II(comprehensive analytical model of rotorcraft aerodynamics and dynamics II) 연계 해석 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 최적 제어 입력 시 로터 발생하는 로터 시스템의 동적 특성 변화에 대해서도 고찰하였다.

2. 다중 사이클릭 진동 제어

다중 사이클릭 진동제어 시스템의 개략도는 Fig. 1과 같다. 이 시스템은 회전부 또는 비회전부 구성 요

소의 진동을 최소화하는 것을 목적으로 한다. 정상 상태 비행에서 헬리콥터 진동 하중은 주기적이며, 회전부에서는 1P(1/rev, one per revolution), 비회전부에서는 NP(N/rev, N은 블레이드 개수)의 기본 주파수를 가진다. 따라서 진동을 완화시키기 위해 필요한 제어 입력 또한 주기적이며 제어 시스템에서 입력 및 출력의 하모닉 성분들을 처리할 수 있다⁽²⁰⁾.

다중 사이클릭 진동 제어 시스템에서는 진동의 하모닉 성분들을 제어기에 제공하기 위해서 헬리콥터의 응답에 대한 하모닉 분석이 수행되어야 하고, 주파수 영역에서 계산된 제어 입력을 시간영역 신호로 구성하여 작동기에 제공되어야 하며, 작동기의 동특성 또한 고려되어야 한다. 모든 기능 중에서 다중 사이클릭 제어기의 진동 제어 성능에 중점을 두기 위하여 제어기를 제외한 구성 요소를 헬리콥터 모델에 포함시키면 Fig. 2와 같이 단순화된 형태로 표현할 수 있다.

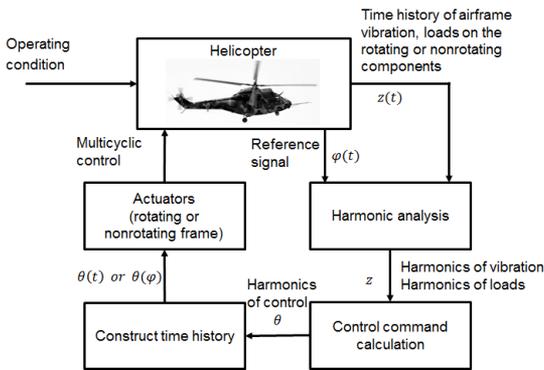


Fig. 1 Schematic of multicyclic vibration control system

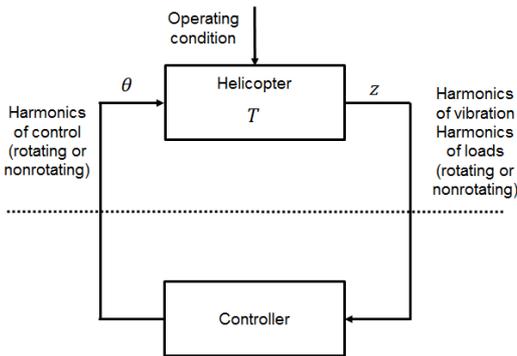


Fig. 2 Simplified schematic of multicyclic vibration control system

2.1 시스템 모델

다중 사이클릭 진동제어 시스템에서 헬리콥터는 $t_n = n\Delta t$ 시점에 θ 를 입력 받아 z 를 출력하는 선형, 준정적, 주파수 영역 전달함수 모델 T 로 표현된다. 여기서 z 는 회전부 또는 비회전부에서의 진동 하중 하모닉의 사인 및 코사인 성분으로 구성된 응답 벡터이고, θ 는 회전 또는 비회전부의 다중 사이클릭 제어 입력 벡터이다. 하첨자 n 은 n -번째 시간 스텝을 나타내고, 샘플링 간격 Δt 는 하모닉 성분들을 추출하기 위해 과도 응답이 소멸될 만큼 충분히 길어야 한다⁽²⁰⁾. 다중 사이클릭 제어 시스템을 수학적으로 표현하기 위해 두 가지 유형의 모델이 사용된다. 하나는 현재 제어 입력에 대해 선형인 로컬 모델이고, 다른 하나는 전체 제어 범위에서 선형인 글로벌 모델이다. 이 연구에서는 글로벌 모델을 이용한 시뮬레이션을 수행하였으며, 다음과 같이 표현된다.

$$z_n = z_0 + T\theta_n \tag{1}$$

여기서, z_0 는 0-번째 스텝, 즉 제어되지 않은 상태에서의 응답 출력을 나타낸다. 전달함수 T 및 제어되지 않은 응답 출력 z_0 는 로터의 양력, 추력 및 전진속도 등의 운용 조건에 따라 달라진다. M 개의 다중 사이클릭 입력과 P 개의 응답 출력을 가지는 시스템의 경우, θ_n 은 $(M \times 1)$ 벡터, z_n 은 $(P \times 1)$ 벡터, 전달함수 T 는 $(P \times M)$ 행렬로 표현된다.

2.2 오프라인 시스템 식별

시스템 식별은 Fig. 3과 같이 헬리콥터 모델 T 에 대한 수학적 모델 \hat{T} 를 구성하는 프로세스이다. 오프라인으로 식별 한다는 것은 시스템을 구성하는 파라미터가 일정하다는 것을 의미한다. 즉, 로컬 모델에는

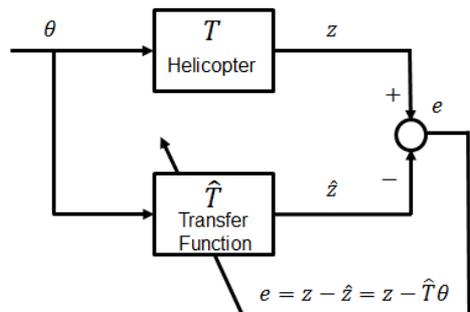


Fig. 3 System identification

적용할 수 없고, 글로벌 모델에 적용 가능한 방법이 다. 시스템 식별을 위해 미리 정해진 제어 입력을 사용하여 N_t 개의 측정 세트를 확보해야 한다. 시스템 식별에 필요한 최소의 독립적인 측정 개수는 제어 입력의 개수와 같다. 시스템 식별 오차는 실제 시스템에서 측정된 출력값과 모델을 이용해 추정된 출력 간의 차이로 정의된다.

$$e = z - \hat{z} = z - \hat{T}\theta \tag{2}$$

여기서, z 는 측정된 출력이고 \hat{z} 는 추정된 출력이다. N_t 개의 측정 세트로부터 계산된 N_t 개의 오차 벡터를 합쳐서 오차 행렬 E 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$E = Z - \hat{T}\theta \tag{3}$$

여기서, Z 는 N_t 개의 열벡터 z 로 구성된 $(P \times N_t)$ 크기의 출력 행렬이고, θ 는 N_t 개의 열벡터 θ 로 구성된 $(M \times N_t)$ 크기의 입력 행렬이다. 오프라인 시스템 식별은 최소 제곱 오차 방법으로 수행할 수 있다. 오차 행렬의 j -번째 행의 제곱합을 고려해보자.

$$S_j = e_j e_j^T = \sum_{n=1}^N (z_{jn} - t_{jn} \theta_n)^2 = (z_j - t_j \theta)(z_j - t_j \theta)^T \tag{4}$$

($n = 1, \dots, N$)

여기서, 아래첨자 j 는 출력 센서의 번호에 해당한다. e_j 는 오차 행렬 E 의 j 번째 행, z_j 는 응답 행렬 Z 의 j 번째 행, t_j 는 전달함수 \hat{T} 의 j 번째 행이다. S_j 를 최소화시키는 해 t_j 는 $\partial S_j / \partial t_j = 0$ 으로 구할 수 있다.

$$t_j = z_j \theta^T (\theta \theta^T)^{-1} \tag{5}$$

계산된 t_j ($j = 1, \dots, P$)를 합치면 전달함수를 다음과 같이 얻게 된다.

$$\hat{T} = Z \theta^T (\theta \theta^T)^{-1} \tag{6}$$

2.3 최적 제어 해

제어 알고리즘은 성능 함수의 최소화에 기반한다. 이 연구에서 사용된 2차 성능 함수는 다음과 같다.

$$J = z_n^T W_z z_n + \theta_n^T W_\theta \theta_n + \Delta \theta_n^T W_{\Delta \theta} \Delta \theta_n \tag{7}$$

여기서, $\Delta \theta_n$ 는 $(\theta_n - \theta_{n-1})$, W_z 는 출력 가중치 행렬,

W_θ 는 다중 사이클릭 입력에 대한 가중치 행렬, $W_{\Delta \theta}$ 는 다중 사이클릭 입력 비율에 대한 가중치 행렬이다. 보통 가중치 행렬은 대각 행렬 형태로 모든 하모닉에 동일한 값이 적용된 형태가 전형적이다. 그러면 J 는 진동 출력과 제어 입력의 제곱합 형태로 볼 수 있다. 헬리콥터 진동을 저감하기 위한 최적의 제어 입력은 성능 함수에 z_n 을 대입한 다음 J 를 최소화하는 θ_n 을 계산하여 구할 수 있다. 식 (7)에 $\partial J / \partial \theta_n = 0$ 을 적용하고, $\partial z_n / \partial \theta_n = T$ 를 대입하면 다음을 얻는다.

$$T^T W_z z_n + W_\theta \theta_n + W_{\Delta \theta} \Delta \theta_n = 0 \tag{8}$$

식 (1)을 식 (8)에 대입하면 다음을 얻을 수 있다.

$$\theta_n = C z_0 + C_{\Delta \theta} \theta_{n-1} \tag{9}$$

여기서, $C = -DT^T W_z$, $C_{\Delta \theta} = DW_{\Delta \theta}$, 그리고 $D = (T^T W_z T + W_\theta + W_{\Delta \theta})^{-1}$ 이다. 이 해는 글로벌 모델에 대한 해이며, 로컬 모델 및 글로벌 모델에 모두 적용되는 일반적인 해는 참고문헌 (20)에서 확인할 수 있고 다음과 같이 표현된다.

$$\theta_n = C z_{n-1} + (C_{\Delta \theta} - CT) \theta_{n-1} \tag{10}$$

2.4 개-루프 제어

글로벌 모델에 대한 최적 해인 식 (9)는 제어되지 않은 상태의 응답 출력 z_0 및 이전 스텝의 제어 입력 θ_{n-1} 에 의해 결정된다. 즉, 측정된 응답에 대한 피드백이 없는 개-루프 제어 입력이다. 여기서 $W_{\Delta \theta} = 0$ 이면, 개-루프 제어 해는 다음과 같이 단순화된다.

$$\theta_n = C z_0 \tag{11}$$

제어 입력은 이전 스텝의 제어 입력과 무관하며 제어되지 않은 응답 z_0 에 의해 결정된다. 이러한 형태의 개-루프 제어는 로컬 모델에는 적용되지 않는다.

2.5 폐-루프 제어

글로벌 및 로컬 모델에 모두 적용되는 최적 해인 식 (10)은 측정된 응답 z_{n-1} 의 피드백이 있는 폐-루프 제어 형태이다. 시스템 식별 오차가 없고 ($\hat{T} = T$), 측정 잡음이 없으며, $W_{\Delta \theta} = 0$ 인 글로벌 모델에 식 (10)을 적용하여 폐-루프 제어를 구성하면, $\theta_1 = C z_0$ 로 첫 번째 스텝에서 식 (11)의 개-루프 제어 최적 해에 수

림하게 된다. 측정 잡음이 존재하는 글로벌 모델의 경우에는 식 (10)이 페-루프 제거기로 작동할 수 있다.

일반적으로 2차의 성능 함수의 최소화에 경사하강법이 널리 사용된다. 경사하강법은 2차 성능 함수의 기울기가 줄어드는 가장 가파른 하강 방향으로 반복적으로 이동하여 성능 함수를 최소화하는 최적화 알고리즘이다. 식 (7)의 성능함수에 경사하강법을 적용하면 다음과 같은 형태의 제어 입력 업데이트 방정식을 정의할 수 있다.

$$\theta_{n+1} = \theta_n - \frac{\mu}{2} \frac{\partial J}{\partial \theta_n} \quad (12)$$

순간 기울기는 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial J}{\partial \theta_n} &= 2 \left(\frac{\partial z_n}{\partial \theta_n} \right)^T W_z z_n + 2 W_\theta \theta_n + 2 W_{\Delta\theta} \Delta\theta_n \quad (13) \\ &= 2 (T^T W_z z_n + W_\theta \theta_n + W_{\Delta\theta} \Delta\theta_n) \end{aligned}$$

식 (13)을 식 (12)에 대입하면 제어 입력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\theta_{n+1} = \theta_n - \mu (T^T W_z z_n + W_\theta \theta_n + W_{\Delta\theta} \Delta\theta_n) \quad (14)$$

여기서, μ 는 학습률, 적응률 또는 스텝사이즈라고 불리며 양의 값이다.

3. 진동 제어 시뮬레이션

헬리콥터 모델을 시뮬레이션하기 위하여 가상의 Bo-105 축소 로터 모델을 CAMRAD II 통합해석 코드로 구현하였다. 대표적인 Bo-105 로터의 축소 모델인 HART II 로터 모델을 수정하여 구성하였다. 반경 2 m, 선형 비틀림 8°, 코드 길이 0.121 m, NACA 23012에어 포일을 가지고, 1041 r/min (1P = 17.35 Hz)의 속도로 회전한다. Table 1은 로터 특성과 계산에 사용된 대기 조건을 보여준다. HART II 모델과 다른 특성은 시계 방향으로 회전하고, 관절형 허브로 3.5%R 위치에 플랩/래그 힌지를 가지며 프리콘이 없다는 점이다.

블레이드 구조는 15개의 보 요소로 구성하였으며 각 요소는 15개의 자유도를 가진다. 블레이드 공기역학 특성은 양력선(lifting line) 이론에 기반한 C81 테이블로 모델링하였고, ONERA EDLIN 비정상 공기역학 모델이 적용되었다. 17개의 블레이드 공력 패널을 사용하고 자유후류 해석 기법을 적용하여 공력하

Table 1 Properties of the rotor and atmospheric conditions

Properties	Values
No. of blades (N)	4
Radius (R)	2 m
Chord (c)	0.121 m
Rotor speed (Ω)	1041 r/min
Rotating direction	CW
Weight (W0)	3581 N
Solidity (σ)	0.077
Air density (ρ)	1.225 kg/m ³
Temperature	15 °C, sea level
Airfoil drag (cd0)	0.0075
Fuselage drag area	0.15 m ²

중을 계산하였다. 트림 해석은 15° 방위각 간격으로 수행되었다.

3.1 비행 조건

헬리콥터가 착륙을 위해 지상에 접근하는 하강 비행 조건은 BVI(blade vortex interaction) 소음이 크게 발생하면서 진동 또한 크게 발생하는 조건으로 이 연구의 수치해석 시뮬레이션을 하강비행 조건에서 수행하였다. 33 m/s ($\mu=0.15$)의 풍속과 6°의 비행경로 각도(flight path angle)에서 로터 항력과 동체 항력을 고려하여 계산된 로터 샵트 각도 4°를 적용하였다. 트림 방법으로는 표준 중량 및 항력과 평형을 이루는데 필요한 추력 ($C_T/\sigma=0.0633$), 추진력 ($C_H/\sigma=0.00044$) 및 ‘0’를 모멘트 ($M_x=0.0$)를 가지는 추진 트림(propulsive trim)을 적용하였다.

3.2 비틀림 작동

블레이드 상부 및 하부 표면에 MFC 작동기가 부착되어 있어 전기장이 부가되면 비틀림 모멘트와 탄성 비틀림 변형을 생성한다. CAMRAD II에서 이러한 능동 작동 요소를 직접 모델링하는 것은 불가능하다. 따라서 Fig. 4와 같이 작동기에 부가되는 전압에 따라 유발되는 비틀림 모멘트가 블레이드 구조 요소에 작용하도록 CAMRAD II에서 모델링하여 시뮬레이션에 사용하였다. 능동 작동기가 부착된 구조

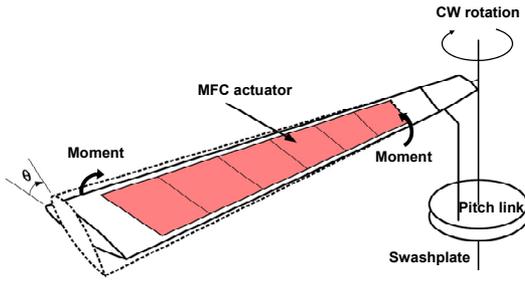


Fig. 4 Mechanism of twist actuation

요소의 경계, 즉 가장 안쪽과 가장 바깥쪽 양쪽에서 비틀림 모멘트가 작용하도록 모델링하였다. 블레이드에 부가되는 제어 입력은 다음과 같이 정의된다.

$$A(V) = A_0 + A_m \cos(m\psi - \phi) \tag{15}$$

여기서, A_0 는 정적 전압 오프셋, A_m 는 작동 전압 진폭, ψ 는 방위각, ϕ 는 작동 위상각, m 은 하모닉 차수를 나타낸다. 양의 전압이 부가될 경우 블레이드 압전(leading edge)이 위로 변형되는 nose-up 모멘트가 발생한다. 부가된 전압에 의해 발생하는 비틀림 모멘트의 관계는 정적 또는 준정적 테스트를 통해 식별된다. 블레이드 루트 부를 고정한 다음 모든 MFC 작동기를 작동하여 블레이드 팁에서 발생된 비틀림 각도를 측정하고 결과를 간단한 보 이론을 이용하여 작용된 모멘트 값을 계산한다. 이 연구에서는 참고문헌 9의 MFC 작동기 성능과 유사하게 해석 모델에 적용하였다. 부가 전압에 의해 발생하는 비틀림 모멘트는 0.005 Nm/V를 적용하고, MFC 작동기의 허용 작동 전압은 -500 V ~ +1100 V, 오프셋 전압은 +300 V, 최대 작동 진폭은 800 V로 가정하였다.

3.3 시뮬레이션 데이터 생성

다중 사이클릭 진동제어 시뮬레이션을 위해 응답 출력 벡터 z 와 제어 입력 벡터 θ 를 정의해야 한다. 그리고 제어되지 않은 응답 z_0 뿐만 아니라 시스템식별을 위한 N_f 개의 입력력 데이터 세트가 필요하다. 4-블레이드 로터의 경우 비회전부에서의 주요 진동 성분은 4P 하모닉이므로 4P 비회전 허브 하중 및 모멘트의 코사인, 사인 성분 12개를 출력 벡터로 지정하였다.

$$z = [F_{x,4C} F_{y,4C} F_{z,4C} M_{x,4C} M_{y,4C} M_{z,4C} F_{x,4S} F_{y,4S} F_{z,4S} M_{x,4S} M_{y,4S} M_{z,4S}]^T \tag{16}$$

Table 2 Applied moments for baseline cases

	Voltage input	Twist moment
A_0	300 V	1.5 Nm
A_m	240 V (30 %)	1.2 Nm
	480 V (60 %)	2.4 Nm
	640 V (80 %)	3.2 Nm

다중 사이클릭 제어 입력의 경우 2P, 3P, 4P 하모닉 코사인, 사인 성분 6개를 사용하였다.

$$\theta = [\cos 2P \sin 2P \cos 3P \sin 3P \cos 4P \sin 4P]^T \tag{17}$$

오프셋 전압만 부가되는 제어되지 않은 응답 z_0 및 오프셋 전압 및 30 %, 60 %, 80 % 3가지 진폭으로 6가지 독립적인 비틀림 작동($\cos 2P, \sin 2P, \cos 3P, \sin 3P, \cos 4P, \sin 4P$)을 적용한 18가지 구동 조건을 앞서 설명한 하강 비행 조건에 적용하여 기본 시뮬레이션 데이터를 생성하였다. 각 구동 조건별 부가된 전압 및 모멘트를 Table 2에 정리하였다.

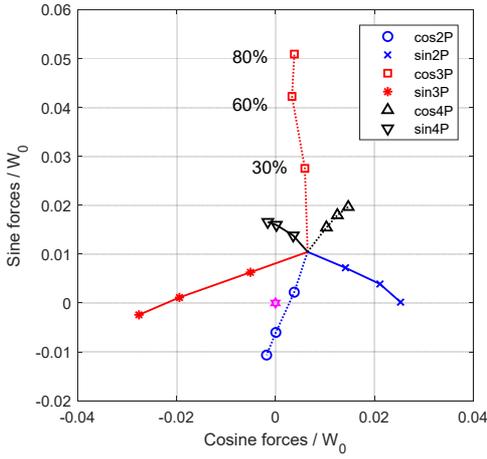
3.4 선형성 검토

다중 사이클릭 헬리콥터 진동제어 시스템은 헬리콥터를 선형, 준정적, 주파수 영역 모델로 표현하는 것에 기반을 둔다. 따라서 시스템이 선형일 때 제어 성능을 발휘할 수 있다. 그러므로 헬리콥터 시스템의 선형성을 확인해야 한다. 제어 입력을 구성하는 사이클릭 입력 항목들에 대한 개별 가진에 대한 응답 특성을 통해 선형성을 확인할 수 있다. 선형시스템의 특성을 이용하여 두 가지 점검항목을 선정할 수 있다. 다음의 두 가지 특성이 충족될 때 임의의 진폭과 방향으로 제어 가능한 진동 하중을 생성할 수 있다.

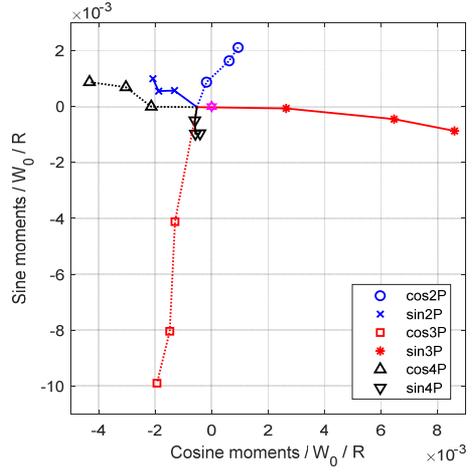
(1) 동일한 개별 사이클릭 입력에 의해 생성된 진동의 크기는 입력 진폭에 비례해야 한다.

(2) 동일 주파수의 코사인과 가진과 사인과 가진에 의해 발생하는 진동은 90°의 위상차를 가져야 한다.

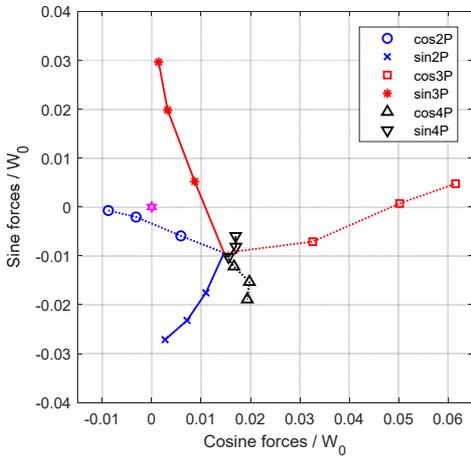
독립적인 제어 입력에 따른 비회전 허브 하중과 모멘트 변화를 Fig. 5에 나타내었다. F_x 응답은 매우 선형적으로 보인다. 가진 진폭이 0 %에서 80 %로 증가함에 따라 출력 응답의 크기가 증가한다. 2P, 4P 주파수로 가진한 경우, 사인 파형의 가진에 의해 유발되는



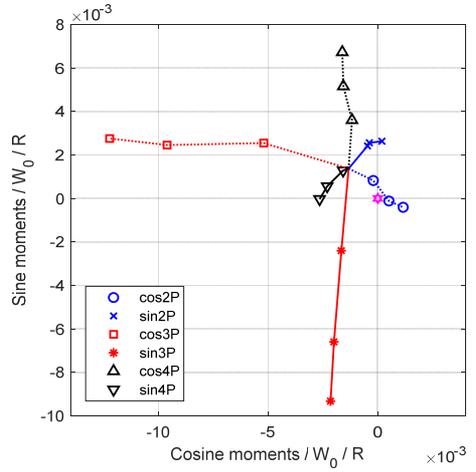
(a) F_x



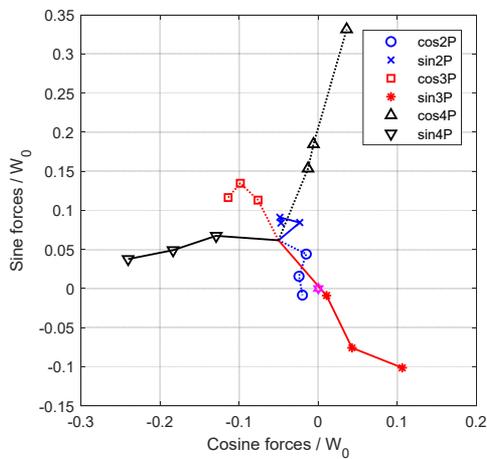
(d) M_x



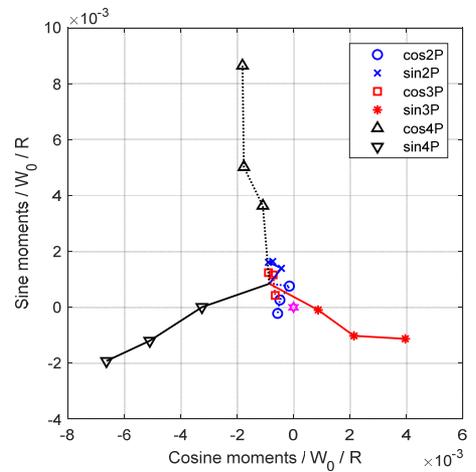
(b) F_y



(e) M_y



(c) F_z



(f) M_z

Fig. 5 Responses to independent control input

진동하중은 코사인 파형의 가진에 의해 유발되는 진동하중에 비해 약 90°의 위상 지연을 보여준다. 3P 주파수로 가진한 경우, 코사인과 가진이 사이파 가진에 비해 약 110°의 위상차를 나타내지만 $\cos 3P$ 와 $\sin 3P$ 의 조합으로 임의의 크기와 방향으로 진동하중을 생성 가능하다. 따라서 2P, 3P, 4P의 다중 사이클릭 제어 입력으로 F_x 진동 하중을 상쇄할 수 있는 제어 가능한 진동 하중을 생성할 수 있다. F_y 의 경우 4P 가진에 대한 응답은 진폭이 증가함에 따라 비선형적 특성을 보여주지만 2P, 3P 입력에 대한 반응 특성이 좋아서 제어 가능하다고 판단된다. F_z 의 경우에는 2P, 3P 가진에 의한 응답이 비선형적이어서 2P, 3P 성분의 사이클릭 입력으로는 진동 제어가 불가능해 보인다. 그러나 4P 가진에 따른 응답 특성은 진동 제어에 충분히 활용 가능할 것으로 보인다. M_x , M_y 응답은 특이 사항이 없다. M_z 의 경우에도 2P, 3P 가진에 따른 응답 특성의 비선형성이 크지만 4P 가진에 의한 응답은 선형에 가까워서 제어 가능하다고 보인다. 전체적으로 F_z 및 M_z 응답에서 비선형 특성이 관찰되지만, 다중 사이클릭 입력을 조합하여 진동을 상쇄시킬 제어 가능한 하중을 유발시킬 수 있을 것으로 기대된다.

생성된 진동 하중이 제어되지 않은 진동의 진폭과 같고 위상이 반대인 경우 원치 않는 진동을 상쇄시킬 수 있다. 그러나 반대 위상의 상쇄 진동을 유발시킬 수 있더라도 작동기의 운용범위 내에서 충분한 진폭을 만들어내지 못할 경우에는 진동 저감 효과가 크지 않다. 따라서 제어되지 않은 진동의 진폭만큼 충분한 제어 하중을 생성시킬 수 있는지도 확인해야 한다. Fig. 5에 진동이 '0'인 상태가 별표(★)로 표시되어 있다. 80% 미만의 진폭으로 생성된 진동 하중의 크기가 제어되지 않은 상태의 진동보다 충분히 크므로 작동기 운용 범위 내에서 제어되지 않은 진동을 상쇄시킬 충분한 제어 진동 하중을 생성시킬 수 있을 것으로 예상된다.

3.5 오프라인 시스템 식별

시스템 모델 \hat{T} 는 식 (6)을 이용하여 계산한다. 시스템이 완벽하게 선형이면 6개의 제어 입력이 서로 독립적이므로 특정 진폭을 가지는 6개의 제어 입력으로 생성된 6개의 데이터 세트에 시스템 식별이 가능하다. 그러나 이 연구에서는 시스템 특성이 완벽한 선형성을 보여주지 않으므로 6가지 입력 파형과 3가지 진폭

에 의해 생성된 18개의 입력력 데이터 세트를 모두 사용하였다. 입력 행렬은 다음과 같다.

$$\Theta = [\theta_1 \theta_2 \dots \theta_7 \dots \theta_{18}] \quad (18)$$

여기서, $\theta_1 = [0.3 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$, $\theta_2 = [0 \ 0.3 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$, ..., $\theta_7 = [0.6 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]$, ..., $\theta_{18} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0.8]$ 이다. 입력 행렬에 의한 출력 응답 행렬은 18개의 응답 벡터를 모아서 구성하면 된다. 유의할 사항은 제어 입력에 의해 출력되는 응답은 제어하지 않은 상태에서 발생하는 진동 하중과 제어 입력에 의해 유발된 하중이 합쳐진 결과라는 사실이다. 시스템 식별을 위해서는 제어 입력에 의해 유발된 진동 하중 성분으로 출력 벡터와 행렬을 구성해야 한다. 그러므로 응답 출력 z_k ($k = 1, \dots, N$)에서 제어하지 않은 상태의 출력 z_0 를 뺀 값으로 출력행렬 Z 를 구성해야 한다.

3.6 개-루프 제어

단순화된 시스템에 대한 시물레이션을 수행하기 위해서 $W_z = I$, $W_{\Delta\theta} = W_\theta = 0$ 로 가정하였다. 최적 제어 입력은 식 (11)을 이용해서 계산하며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

$$\theta_{opt} = [40.9 \ 10.5 \ 5.3 \ 11.9 \ -4.6 \ -7.4]^T \quad (19)$$

(%amplitude)

다중 사이클릭 최적 제어 입력의 2P, 3P, 4P 하모닉 성분은 Fig. 6(a)와 같고, 모든 성분이 합쳐진 최적 제어 입력의 파형은 Fig. 6(b)에 나타내었다. 2P, 3P 및 4P 하모닉 성분의 진폭은 각각 42.4%, 13.0% 및 8.7%이다. 통합된 최적제어 입력에서의 최대 및 최소값은 각각 44.4% 및 -59.1%이다. 이는 작동 전압 +354.9 V 및 -472.6 V에 해당한다. 최적 제어 입력이 MFC 작동기의 허용 작동 전압 범위를 초과하지 않으므로 추가적인 조치 없이 적용 가능하다.

진동 제어 성능을 분석하기 위해 Fig. 7과 같이 두 가지 종류의 시물레이션이 수행되었다. 하나는 오프라인으로 식별된 시스템 모델을 이용한 선형시스템 예측이고, 다른 하나는 최적제어 입력을 사용한 CAMRAD II 계산이다. 진동 하중 출력 벡터는 12개의 성분으로 구성되어 있어 어떤 성분은 감소하고 다른 성분이 증가하는 경우 제어 성능을 평가하기 어렵다. 이에 진동 제어 성능을 비교하기 위해 12개의 출력 성분들을 무차원화된 하나의 진동 지수(vibration index, VI)로 나

타내어 진동의 크기 변화를 비교하였다.

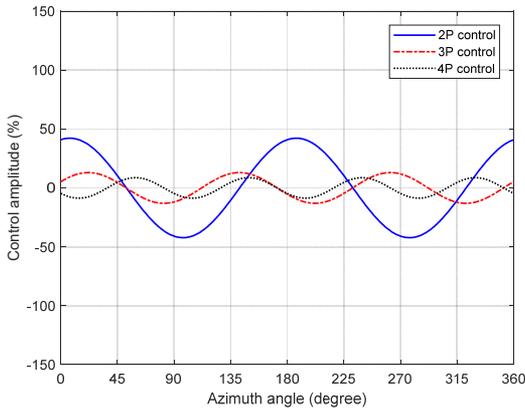
$$VI = \frac{\sqrt{(F_{x,4})^2 + (F_{y,4})^2 + (F_{z,4})^2}}{W_0} + \frac{\sqrt{(M_{x,4})^2 + (M_{y,4})^2 + (M_{z,4})^2}}{RW_0} \quad (20)$$

여기서, $(F_{x,4})^2 = (F_{x,4C})^2 + (F_{x,4S})^2$, 힘과 모멘트는 각각 W_0 와 RW_0 에 의해 무차원화된다. 각 하중 성분별로 가중치를 적용하여 VI를 구성할 수도 있으나, 이 연구에서는 가중치는 고려하지 않았다. 선형시스템 예측을 통해서서는 96%의 VI 감소가 예측되었으나, CAMRAD II 계산 결과에서는 93%의 VI 감소가 확인되었다. 이는 헬리콥터 모델이 완벽하게 선형

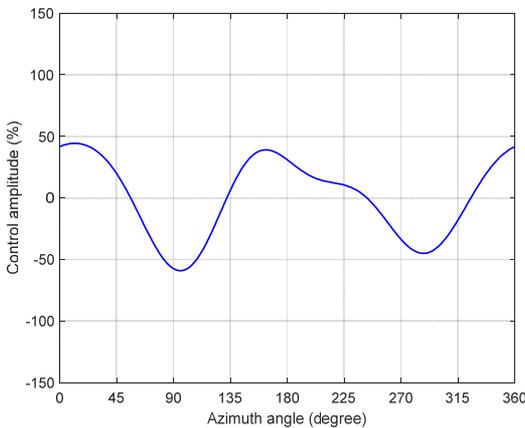
은 아니기 때문이다.

Fig. 6을 살펴보면 2P 주파수 성분이 최적 제어 입력의 주요 구성 요소임을 알 수 있다. 따라서 2P 하모닉만 사용하거나 2P, 3P 또는 2P, 4P 조합으로 제어 입력을 구성한 경우에도 진동 저감 성능이 유지될 것으로 예상된다. 이에 Table 3과 같이 4종류의 다중 사이클릭 제어 입력 조합에 대한 시뮬레이션을 수행하여 진동 저감 성능을 비교해 보았다. Case 1 이 진동 저감에 가장 효과적이지만 case 2와 case 3 도 우수한 성능을 보여준다. 단일 하모닉 성분만 사용한 case 4의 경우에는 상대적으로 진동 저감 성능이 낮다. 전반적으로 단일 하모닉 입력 보다는 다중 사이클릭 입력이 진동 저감에 효과적인 결과를 보여준다.

Table 3의 4가지 경우에 대한 최적 제어 입력은 Fig. 8과 같다. 전체적인 파형은 유사한 형태를 보여준다. (+) 제어 입력이 부가되는 작동 범위는 방위각 약 135°~225° 및 320°~45° 범위에 해당한다. 즉 로터디스크 전방과 후방 위치에서 nose-up 모멘트가 크게 부가되고, 전진면과 후퇴면에서는 nose-down

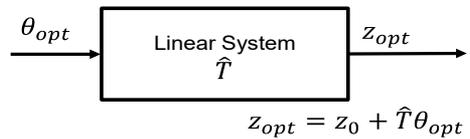


(a) Harmonic components of the optimal solution

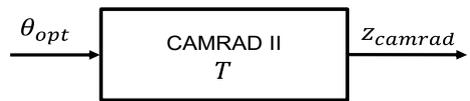


(b) Resultant multicyclic optimal control input

Fig. 6 Optimal control input for 2P, 3P, 4P multicyclic control



(a) Linear system prediction



(b) CAMRAD II calculation with optimal input

Fig. 7 Open-loop control simulation

Table 3 Vibration reduction performance according to multicyclic control input changes

Case	Harmonics of control	VI reduction (linear prediction)	VI reduction (CAMRAD II)
1	2P,3P,4P	96 %	93 %
2	2P,3P	95 %	91 %
3	2P,4P	95 %	88 %
4	2P	75 %	66 %

모멘트가 부가된다. 단일 하모닉 입력에 비해 고차의 하모닉 가진 성분이 추가된 경우 제어 입력으로 부가

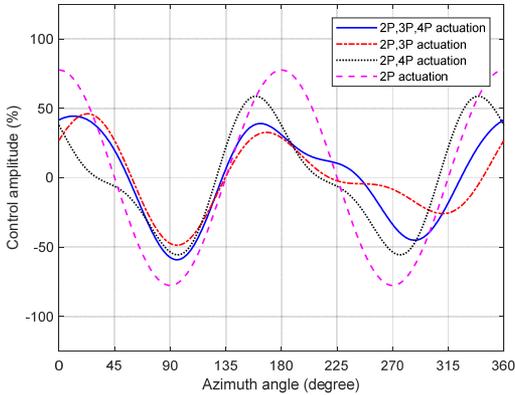
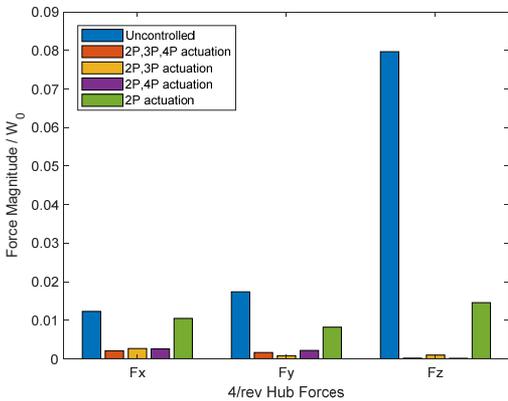
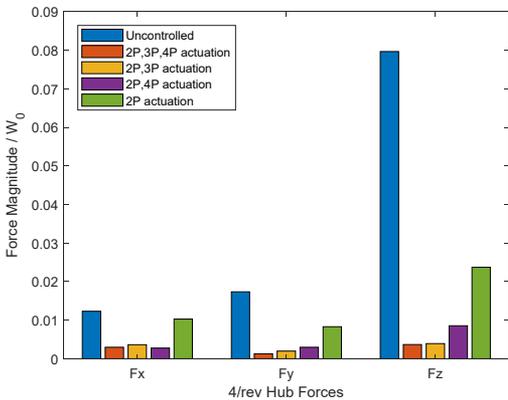


Fig. 8 Optimal control solutions according to multicyclic control input changes



(a) Linear system prediction



(b) CAMRAD II calculation with optimal input

Fig. 9 Nonrotating hub force responses according to multicyclic control input changes

되는 모멘트의 크기가 상대적으로 작다.

Fig. 9는 최적 제어 입력에 대한 선형 시스템 예측 결과와 CAMRAD II 계산 결과 중 허브 하중 성분을 나타낸 그래프이다. F_x 와 F_y 는 CAMRAD II 계산 결과가 예측 결과와 비슷하지만, F_z 는 상대적으로 차이가 크다. 즉, F_z 성분이 선형시스템을 이용한 진동 저감 특성 예측과 진동 제어가 가장 어려운 성분이다. 이는 Fig. 5에서 살펴보았듯이 F_z 가 상대적으로 비선형 특성이 큰 특성을 가지고 있기 때문이다.

3.7 페-루프 제어

경사하강법을 적용한 페-루프 제어 시뮬레이션을 수행하였다. 경사하강법 알고리즘을 적용할 때 가장 중요한 사항 중 하나는 학습률 μ 를 선택하는 것이다. 적정 학습률에 대한 대략적인 초기 추정값은 최적 제어 해와 첫 번째 스텝에서의 순간 기울기 값을 사용하여 계산할 수 있다. 그런 다음 Fig. 10과 같이 선형시스템 페루프 시뮬레이션을 수행하여 학습률 변화에 따른 시스템 응답을 분석한다. 학습률 변화에 따른 VI 값 변화를 Fig. 11에 나타내었다. $\mu > 0.00000098$ 인 경우 시스템이 발산하고, 그보다 작은 학습률을 사용한 경우에는 수렴한다. μ 가 0.0000002에서 0.0000005로 증가함에 따라 수렴 속도가 크게 증가하였고, 2번의 스텝 만에 VI 최소값에 수렴하였다. μ 가 0.0000005에서 0.0000009로 증가하면 시스템 반응 속도가 느려진다. 학습률이 커짐에 따라 제어 입력의 변동이 크게 발생하기 때문이다. 시스템의 반응 속도와 제어 입력의 변화 수준을 고려하여 0.0000002를 MATLAB/CAMRAD II 연계 페-루프 시뮬레이션에 대한 학습률 값으로 선정하였다.

MATLAB/CAMRAD II 연계 페-루프 제어 시뮬

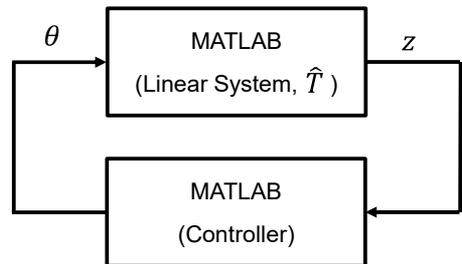


Fig. 10 Closed-loop simulation using the identified linear system

레이션은 Fig. 12에 도식한 것처럼 CFD(computational fluid dynamics)/CA(comprehensive analysis) loose coupling 해석과⁽²²⁾ 동일한 방법으로 수행된다. 현재 시간 스텝에서 비회전 허브 하중의 4P 하모닉 성분이 CAMRAD II에서 계산되어 MATLAB으로 제공되며, 2P, 3P, 및 4P 다중 사이클릭 제어 명령이 식 (14)를 이용하여 계산되고 CAMRAD II에 제공된다. 시간 스텝 0에서 16까지의 시뮬레이션 결과는 Fig. 13과 Fig. 14와 같다. 약간의 차이가 있으나, CAMRAD II 연계 시뮬레이션 결과는 선형시스템 예측 결과와 매우 유사하다. 진동은 10시간~15시간 스텝 내에 최적의 응답 수준으로 감소되었다. CAMRAD II 연계 시뮬레이션으로 계산된 제어 입력 또한 선형시스템 예측 결과와 유사하다. 학습률이 작기 때문에 제어 입력의 변화가 크기 않고 작동기에 과도한 입력 변화를 초래하지 않는다. 시간 단계가

계속 증가하면 제어 입력은 최적제어 입력 값에 수렴하게 된다.

글로벌 모델의 경우 식 (9)로 계산된 최적 제어 입력 값으로 개-루프 제어를 수행하는 것이 가장 단순한 방법이다. 그러나 많은 경우 시스템이 비선형 특성을 가지며, 시스템 잡음, 측정 잡음 등으로 인한 시스템 식별 오차가 존재하고, 또한 항공기 운용 조건이 변경되면 시스템 모델이 변화하게 된다. 이러한 시스템 모델 변화에 대처하기 위해서는 폐-루프 제어 방식이 유용하다. 항공기 운용 조건 변화에 따라 시스템 변화가 있을 경우에 대한 진동 제어는 이 논문에서는 다루고 있지 않지만, 경사하강법에 기반한 폐-루프 제어기를 확장하여 시스템 변화를 고려한 제어기를 설계할 수 있다. 또한 학습률을 조절하여 폐-루프 시스템의 동적 반응 속도를 조절할 수 있어서 제어기의 적용과 해제 시 발생하는 과도 응답

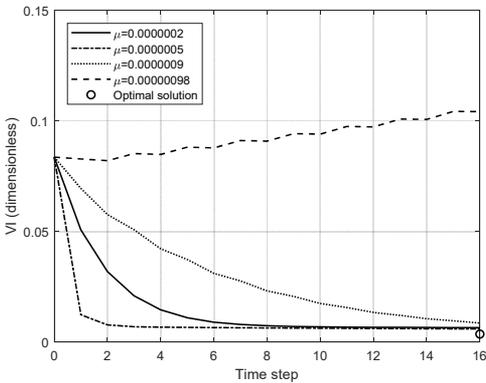


Fig. 11 Vibration reduction performance according to learning rate

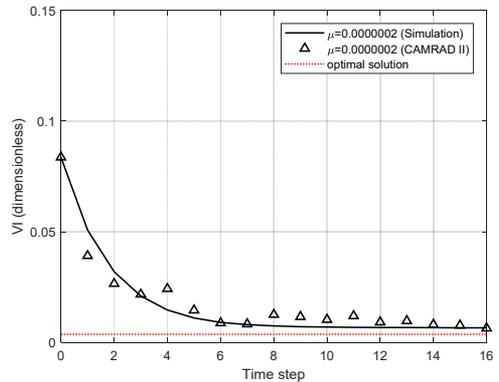


Fig. 13 Vibration reduction performance calculated by MATLAB/CAMRAD II coupled simulation

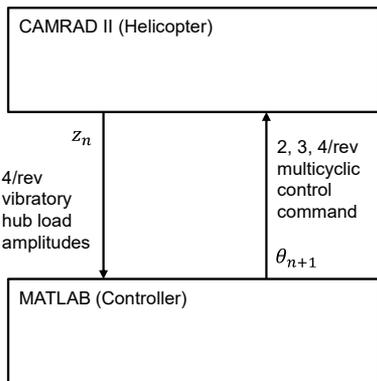


Fig. 12 MATLAB/CAMRAD II coupled closed-loop simulation

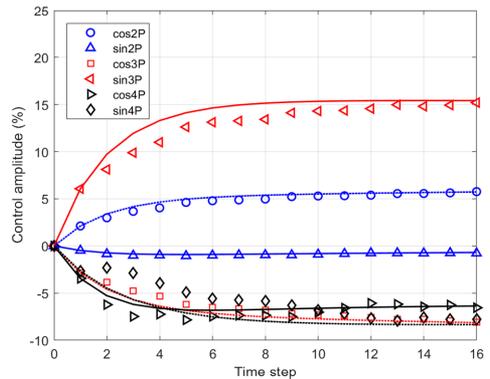


Fig. 14 Control command history calculated by MATLAB/CAMRAD II coupled simulation

특성을 사용자가 조절 가능한 장점이 있다.

4. 결 론

다중 사이클릭 제어 기법을 능동 비틀림 제어 로터에 적용하여 개-루프 및 폐-루프 진동제어 대한 시뮬레이션 연구를 수행하였다. CAMRAD II를 사용하여 생성된 하강 비행 조건에 대한 데이터는 완벽한 선형 시스템은 아니지만 선형 최적 제어 이론을 적용할 수 있다. 다중 하모닉 제어 입력을 사용할 경우 단일 하모닉 제어 입력을 사용하는 것에 비해 우수한 진동 저감 성능을 얻을 수 있다. MATLAB/CAMRAD II 연계 폐-루프 시뮬레이션 결과는 선형 시스템 예측 결과와 유사하다. 따라서 선형 시스템 시뮬레이션을 통해 폐-루프 제어를 설계하여 진동제어 시스템에 적용할 수 있다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부 소형무장헬기 연계 민수헬기 핵심기술개발사업(과제번호: 10053157)과 한국항공우주연구원 자체연구사업의 지원으로 수행되었습니다.

References

(1) Gmelin, B. L., Heller, H., Mercker, E., Philippe, J. J., Preisser, J. S. and Yu, Y. H., 1995, The HART Programme - A Quadrilateral Cooperative Research Effort, American Helicopter Society 51st Annual Forum Proceedings, Fort Worth, TX, USA, pp. 695~709.

(2) Kessler, C., 2011, Active Rotor Control for Helicopters: Motivation and Survey on Higher Harmonic Control, CEAS Aeronautical Journal, Vol. 1, No. 1-4, Article no. 3.

(3) Kessler, C., 2011, Active Rotor Control for Helicopters: Individual Blade Control and Swashplateless Rotor Designs, CEAS Aeronautical Journal, Vol. 1, No. 1-4, Article no. 23.

(4) Jacklin, S. A., Blaas, A., Swanson, S. M. and Teves, D., 1995, Second Test of a Helicopter Individual Blade Control System in the NASA Ames 40-by-80 feet Wind Tunnel, In American Helicopter Society 2nd

International Aeromechanics Specialists Conference Proceedings, Bridgeport, CT.

(5) Straub, F. K., Anand, V. R., Lau, B. H. and Birchette, T. S., 2018, Wind Tunnel Test of the SMART Active Flap Rotor, Journal of the American Helicopter Society, Vol. 63, No. 1, pp. 1~16.

(6) Dieterich, O., Rabourdin, A., Maurice, J.-B. and Konstanzer P., 2015, Blue Pulse TM: Active Rotor Control by Trailing Edge Flaps at Airbus Helicopter, 41st European Rotorcraft Forum Proceedings, Munich, Germany.

(7) Wilbur, M. L., Mirick, P. H., Yaeger Jr., W. T., Langston, C. W., Cesnik, C. E. S. and Shin, S., 2002, Vibratory Loads Reduction Testing of the NASA/ARMY/MIT Active Twist Rotor, Journal of the American Helicopter Society, Vol. 47, No. 2, pp. 123~133.

(8) Hoffmann, F., Opitz, S. and Riemenschneider, J., 2009, Validation of Active Twist Modeling on Whirl Tower Tests, in American Helicopter Society 65th Annual Forum Proceedings, Graphvine, TX, USA.

(9) Lim, J. W., Boyd, D. D., Jr., Hoffmann, F., Van der Wall, B. G., Kim, D.-H. et al., 2014, Aeromechanical Evaluation of Smart-twisting Active Rotor, in 40th European Rotorcraft Forum Proceedings, Southampton, U.K.

(10) Kobiki, N., Tanabe, Y., Aoyama, T., Kim, D.-H., Kang, H. J. et al., 2019, Design, Analysis and Prototyping of Active Tab Rotor, Transactions of the Japan Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 62, No. 2, pp. 64~74.

(11) Kim, T., Kim, D.-H. and Paek, S.-K., 2015, Active Gurney Flap Design Modification for High Speed Operation and Natural Frequency Estimate, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 10, pp. 667~676.

(12) Buter, A. and Breitbach, E., 1995, The Main Sources of Helicopter Vibration and Noise Emissions and Adaptive Concepts to Reduce Them, EUROMECH 341 Smart Structures and Materials, Giens, France.

(13) Kalow, S., Opits, S., Riemenschneider, J. and Hoffmann, F., 2016, Results of a Parametric Study to Adapt Structural Properties and Strain Distribution of Active Twist Blades, Proceedings of the American

Helicopter Society 72nd Annual Forum, West Palm Beach, Florida, USA.

(14) Kalow, S., Van de Kamp, B., Keimer, R. and Riemenschneider, J., 2019, Next Generation Active Twist Helicopter Rotor Blade - Simulated Results Validated by Experimental Investigation, Proceedings of the European Rotorcraft 45th Forum, Warsaw, Poland.

(15) Zhang, Q., Hoffmann, F. and Van der Wall, B. G., 2009, Benefit Studies for Rotor with Active Twist Control Using Weak Fluid-structure Coupling, Proceeding of the European Rotorcraft 35th Forum, Hamburg, Germany.

(16) Bailly, J. and Delrieux, Y., 2009, Improvement of Noise Reduction and Performance for a Helicopter Model Rotor Blade by Active Twist Actuation, Proceedings of the European Rotorcraft 35th Forum, Hamburg, Germany.

(17) Fogarty, D. E., Wilbur, M. L. and Sekula, M. K., 2011, The Effect of Non-harmonic Active Twist Actuation on BVI Noise, Proceedings of the American Helicopter Society 67th Annual Forum, Virginia Beach, VA, USA.

(18) Jain, R., Yeo, H. and Chopra, I., 2010, Computational Fluid Dynamics-Computational Structure Dynamics Analysis of Active Control of Helicopter Rotor for Performance Improvement, Journal of the American Helicopter Society, Vol. 55, No. 4, p. 42004.

(19) You, Y. H. and Jung, S. N., 2016, Optimal Active

Twist Deployment Schedule of a Rotor for Performance Improvement and Vibration Reduction, Proceedings of the American Helicopter Society 72nd International Annual Forum, West Palm Beach, Florida, USA.

(20) Johnson, W., 1982, Self-tuning Regulators for Multicyclic Control of Helicopter Vibration, Washington, NASA and Technical Information Branch.

(21) Chopra, I. and McCloud, J. L., 1983, A Numerical Simulation Study of Open-loop, Closed-loop, and Adaptive Multicyclic Control Systems, Journal of the American Helicopter Society, Vol. 28, No. 1, pp. 63~77.

(22) Kang, H. J., Kim, D. H. and Wie, S. Y., 2014, Aerodynamic and Noise Calculations of Helicopter Blades Using Loose CFD-CSD Coupling Methodology, Journal of Computational Engineering, Vol. 19, No. 3, pp. 62~68.



Do-Hyung Kim received his B.S., M.S., and Ph.D. degrees in aerospace engineering from KAIST, Daejeon, Korea in 1998, 2000, and 2004 respectively. He is a principal researcher in Rotorcraft Research Team of Korea Aerospace Research Institute. His research fields are structural dynamics, vibration and noise control of rotorcraft.

발전설비 대형펌프의 신뢰성 향상을 위한 설비 상태지수 연구

Asset Health Index for Improving Reliability of Large Pumps in Power Generation Facilities

김형진* · 안병현* · 정덕영* · 박성훈* ·
박계륜* · 손종덕** · 최병근†

Hyoung-Jin Kim*, Byung-Hyun Ahn*, Deok-Yeong Cheong*, Seong-Hun Park*,
Kye-Ryun Park*, Jong-Duk Son** and Byeong-Kuen Choi†

(Received January 25, 2021 ; Revised March 4, 2021 ; Accepted March 22, 2021)

Key Words : Preventive Maintenance(예방정비), Asset Health Index(자산 건강 지수), Index(요소), Condition Criteria(상태기준), Weight Factor(가중치), Performance(효율)

ABSTRACT

Power generation facilities carry out periodic preventive maintenance to ensure smooth generation of electricity. However, frequent maintenance results in considerable losses such as suspension of operation and unnecessary replacement of parts. In order to overcome these issues, it has been proposed to develop an asset health index to reduce the maintenance and economic costs. To improve the reliability of the asset soundness index assessment, this study considers pump efficiency and conducts a state assessment study. Based on the results of the improved asset soundness index assessment, important information is expected to be provided for developing an efficient maintenance plan.

기 호 설 명

ACS : 알람 상태기준 점수
ACV : 알람 값
DH : 토출 양정
DP : 토출 압력
ME : 모터 효율
MV : 측정 값
NCS : 정상 상태기준 점수
NCV : 정상 값
 P_b : 축 동력

P_w : 수 동력
PF : 역률
Q : 펌프 유량
 η_p : 펌프 효율

1. 서 론

발전설비는 전력의 원활한 생산 및 정상적인 상태를 유지하기 위해 유지보수 및 관리에 집중하고 있다. 기존 발전설비의 유지보수 및 관리는 일정 시간에 따라 주기적으로 정비를 수행하는 preventive

† Corresponding Authors; Member, Yonsei University, Department of Mechanical Engineering, Professor
E-mail: bgchoi@gnu.ac.kr

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

** KEPCO Research Institute, Researcher

‡ Recommended by Editor Seon Jun Jang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

maintenance(PM) 방식으로써, 설비가 정지되어 있는 동안에 상태 측정, 부품 정비 및 교체 등을 수행하게 된다.

그러나 최근 빅 데이터, 머신러닝, 인공지능 등 4차 산업 혁명 기술들의 발전이 이루어지면서 설비의 효율성, 에너지 절감, 성능, 비용 절감 등 체계적인 관리의 필요성이 대두되고 있다. 이에 따라 현재 실시간 상태 모니터링 진단 및 데이터 분석 등을 적용한 predictive maintenance(PdM) 관련 연구가 활발히 진행되고 있다⁽¹⁻⁴⁾.

PdM 개발하기 위해 수행되고 있는 다양한 연구들 중에 이 연구는 비용을 절감하고 기존의 투자의 가치를 극대화하는 자산 건강 지수(AHI) 기술 개발 연구를 수행하였다.

자산의 사전적 의미는 개인이나 기업이 소유하고 있는 경제적 가치가 있는 것을 말한다. 보통 가치는 무형물과 유형물로 구분되는데, 무형물은 소프트웨어나 금융자산, 지적재산권 등을 의미하며, 유형물은 건축물이나 생산설비, 전기설비와 같은 사회 인프라 시설을 의미한다. 그러나 유형물의 경우 시간의 지남에 따라 성능이 떨어지고 그에 따른 고장 횟수 및 유지보수 비용이 증가하게 되므로 경제적 가치를 극대화하기 위한 자산 관리 기술 개발연구가 필수적으로 요구된다.

AHI의 기본적 개념은 설비의 상태평가를 통한 수명주기 동안의 자산관리 또는 건강지수를 결정하는 지표로서, 상태평가 결과는 설비 문제에 대한 조기 경고 알림 및 진단 정보를 제공하여 설비 가동 중지 시간을 줄이고 안정성을 높이며, 성능을 향상시켜 운영 및 유지 관리 비용을 줄일 수 있다.

설비 상태평가를 위한 주요 요소(index)는 고장데이터, 상태데이터, 정비 이력, 운용시간 등이 존재하며, 주요 요소들의 통합관리를 통해 자산 상태평가를 수행한다.

상태평가 수행은 선정된 주요 요소들의 평가기준(criteria)에 따라 산출된 정량적인 점수와 선정된 주요 요소들이 설비에 미치는 피해영향 정도 즉, 중요도에 따른 가중치를 통해 전반적인 상태평가가 수행되며, 평가결과 통해 추후 설비상태를 예측하고 설비 보존 및 정비 계획^(5,6)을 수립하는데 유용한 정보를 제공하게 된다.

이 연구는 AHI 상태평가의 신뢰성을 향상시키기 위해 펌프 효율을 평가요소로 추가하였다. 펌프는 유체

를 이동시키는데 이용되는 설비로써 유체의 유량, 유속, 유압의 급변에 의해 cavitation, surging 현상 등 다양한 결함이 발생하며, 이에 펌프 성능은 저하된다. 이에 따라 상태평가의 신뢰성 향상을 위해 유량, 유속, 유압 등의 정보를 포함하여 펌프의 효율을 산출하고 이를 상태평가 요소로 추가 적용하여 평가를 수행했다.

2. Asset Health Index

2.1 Asset Health Index Flow Chart

Fig. 1은 AHI의 상태평가 결과의 신뢰성 향상 위해 수행한 AHI work process flow chart이며, 대상설비는 발전소의 대형 회전체인 boiler feed pump(BFP)를 대상으로 선정하여 연구를 수행하였다.

BFP는 보일러에서 필요한 급수를 높은 압력으로 공급하는 설비로써, 구동 중에 문제가 발생하게 되면 전력 공급의 차질 및 경제적 손실이 발생하게 되므로 각별한 주의가 요구되는 설비이다. 따라서 이 연구의 AHI의 자산관리의 대상설비로 적합하다 판단되어 선정하였다.

BFP의 평가대상은 모터, 펌프, 베어링⁽⁷⁾을 선정하였으며, 선정된 요소 (motor, pump, bearing)는 건전성을 나타낼 수 있는 진동⁽⁸⁾, 온도⁽⁹⁾, 권선온도, 펌프 효율 총 4개를 선정하여 평가를 수행하였다.

요소별 평가기준은 제작사가 제공한 권고 사항에 따라 기준을 적용하여 정립하였으며, 추가 적용된 펌프 효율의 경우에는 정립된 상태기준이 없어 ANSI/API 610 지침을 활용하여 상태기준을 정립하였다.

가중치는 설비별 고장모드 라이브러리를 활용하여

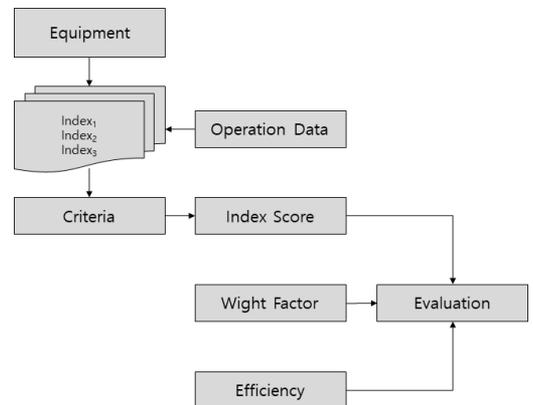


Fig. 1 Work process flow chart of asset health index

요소 별 발생가능한 모든 종류의 고장 부품을 기반으로 검출할 수 있는 요소들의 확률을 통해 가중치를 선정하였다.

최종적으로 산출된 요소별 점수(index score)와 선정된 가중치(W/F)를 통해 AHI 상태평가를 수행하였으며, 펌프 효율의 추가 적용 전/후 결과 비교를 통해 신뢰성 향상 가능성 여부를 판단하였다.

2.2 Index 선정 (기준)

AHI⁽¹⁰⁾의 상태평가를 수행하기 위해 주요 요소 선정이 필수적이다. 기존의 연구는 BFP의 운전 중 실시간으로 측정되는 operation data⁽¹¹⁾ 중 회전체 상태를 평가하는데 필수적 진단요소인 진동과 고장 메커니즘 별 고장발견이 가능한 베어링 온도, 권선 온도를 주요 요소로 선정하여 평가를 수행하였다. Table 1은 펌프 관리회사로부터 제공받은 데이터의 센서 위치를 정리한 표이다.

2.3 요소 별 상태기준 (기준)

요소(진동, 온도)의 현재 상태를 정의하기 위해서는

상태기준(criteria) 정립이 필수적으로 수행되어야 된다. 요소 별 상태기준은 제작사에서 제공한 모터, 펌프, 베어링에 대한 권고사항을 적용하여 정립하였으며, Table 2는 정립된 상태기준을 정리한 표이다. 모터, 펌프의 진동 상태기준은 진동변위가 $100 \leq x < 165 (\mu m)$ 이면 alarm, $165 \leq x (\mu m)$ 이면 trip으로 선정하였다. 베어링의 온도 상태기준은 모터부의 경우에는 $95 \leq x < 100 (^\circ C)$ 이면 alarm, $100 \leq x (^\circ C)$ 이면 trip으로 선정하였으며, 펌프부의 경우에는 $90 \leq x < 95 (^\circ C)$ 이면 alarm, $95 \leq x (^\circ C)$ 이면 trip으로 선정하였다.

모터의 권선온도 상태기준은 $130 \leq x < 135 (^\circ C)$ 이면 Alarm, $135 \leq x (^\circ C)$ 이면 trip으로 선정하여 상태기준을 정립하였다.

2.4 Index Score 결과 (기준)

Table 3은 펌프 관리회사로부터 제공받은 BFP의 요소별 데이터 값(measure value)과 정립된 상태기준을 통해 요소별 점수(index score)를 산출한 결과표이다. 측정값은 모터, 펌프, 베어링에서 취득된 데이터에서 진동 값과 온도 값이며, 상태기준은 2.3절의 요소 별 상태기준을 활용하여 요소별 점수를 정리하였다. 점수는 상태기준에 따라 normal =5, alarm=3, trip=1점으로 정의하여 환산하였으며, 예로 펌프 진동 x축의 요소 점수 환산과정을 식 (1)~(3)과 같이 정리하여 나타내었다. 측정된 값(vibration) 21.67을 기준으로 normal상태기준(NCV), alarm상태기준(ACV) 사이에 있으며, 기준에

Table 1 Boiler feed pump data measure sensor point

Boiler feed pump	
Vibration	Pump vibration (DE-X)
	Pump vibration (DE-Y)
	Motor vibration (DE-X)
	Motor vibration (DE-Y)
Temperature	Pump bearing temperature (DE)
	Pump bearing temperature (NDE)
	Motor bearing temperature (DE)
	Motor bearing temperature (NDE)
	Motor winding temperature (U PH)
	Motor winding temperature (U1 PH)
	Motor winding temperature (V PH)
	Motor winding temperature (V1 PH)
	Motor winding temperature (W PH)
	Motor winding temperature (W1 PH)

Table 2 Boiler feed pump vibration, temperature criteria

Boiler feed pump	
Motor winding temperature	130 °C
Motor DE&NDE bearing temperature	95 °C
Pump bearing temperature	90 °C
Pump&Motor radial vibration high	100 μm
Trip	
Motor winding temperature	135 °C
Motor DE&NDE bearing temperature	100 °C
Pump bearing temperature	95 °C
Pump&Motor radial vibration high	165 μm

따라 환산된 점수(normal 상태기준 점수(NCS)), (alarm 상태기준 점수(ACS))를 활용하여 index 점수를 환산하였다.

$$\text{Measure Value} = 21.67 \tag{1}$$

$$0_{NCV} < 21.67_{MV} < 100_{ACV} \tag{2}$$

$$5_{NCS} + ((3_{ACS} - 5_{NCS}) \times 21.67_{MV} / 100_{ACV}) = 4.57 \tag{3}$$

2.5 요소 별 가중치 선정 (기준)

설비의 상태평가를 수행하기 위해 요소 별 피해 영향 정도, 즉 가중치(weight factor)⁽¹²⁾ 선정이 필수적으로 수행되어야 한다. 현재 가중치 선정은 위험성

분석⁽¹³⁾ 및 전문가들의 주관적인 판단을 통해 선정되며, 이는 많은 시간과 높은 지식을 요구하게 된다. 이 연구에서는 발전 설비의 유지보수 일정 및 정보 관리 시스템인 고장모드 라이브러리를 활용하여 요소 별 가중치를 선정하였다.

고장모드 라이브러리란 RCM(reliability centered maintenance)을 기반으로 설비별 고장 모드 라이브러리의 고장 부품 및 진단 인덱스별 빈도 분석한 자료를 사용하여 가중치를 선정하였다. Table 4는 펌프 관리회사로부터 고장 부품을 정리한 자료로서, 예시로 coupling의 경우에는 진동을 통해서 10번의 고장을 검출한 사례가 있으며, bearing의 경우에는 진동을 통해서 20번, 권선온도를 통해서 14번, 베어링 온도를 통해서 5번 고장들을 검출된 사례가 있으므로, 이를 기반으로 각 설비별 index들의 합을 백분율하여 가중치를 선정했다.

Table 3 Index score (vibration, temperature)

		Measure value		Criteria			Index score	
		x axis	y axis	Normal (N)	Alarm (A)	Trip (T)	x axial	y axial
Vibration (μm, rms)	Pump	9.77	9.67	x < 100	100 ≤ x < 165	165 ≤ x	4.80	4.81
	Motor	47.04	40.82	x < 100	100 ≤ x < 165	165 ≤ x	4.06	4.18
Temperature (°C)	Pump bearing	51.81	45.93	x < 90	90 ≤ x < 95	95 ≤ x	3.85	3.98
	Motor bearing	65.03	64.13	x < 95	95 ≤ x < 100	100 ≤ x	3.55	3.57
	Motor winding (U)	102.47	101.00	x < 135	130 ≤ x < 135	135 ≤ x	3.42	3.45
	Motor winding (V)	99.37	100.75	x < 135	130 ≤ x < 135	135 ≤ x	3.47	3.45
	Motor winding (W)	102.15	102.86	x < 135	130 ≤ x < 135	135 ≤ x	3.43	3.42

x = index value

Table 4 Weight factor (vibration, temperature)

BFP			
Discovery method	Vibration	Winding temperature	Bearing temperature
Coupling	10	0	0
Shaft	13	0	0
Bearing	20	14	5
Impeller	10	9	3
Count	53	23	8
Wight factor (%)	63.1	27.38	9.52

3. 효율을 적용한 Asset Health Index 개발

3.1 펌프 효율 요소 개발

AHI의 상태평가의 신뢰성을 향상시키기 위해서는 다양한 요소들의 지속적인 연구 및 개발이 필요하다. 펌프는 유체를 이동시키는데 이용되는 설비로써 유체의 유량, 유속, 유압의 급변에 의해 cavitation, surging 현상 등 다양한 결함이 발생하며, 이에 펌프 성능은 저하된다. 이에 따라 상태평가의 신뢰성 향상을 위해 유량, 유속, 유압 등의 정보를 포함하여 펌프의 효율을 요소로 추가 적용하였다.

3.2 펌프 효율 계산

펌프 효율 계산은 한국 산업규격 KS B ISO 5198의

원심, 사류 및 축류 펌프-수력 성능 시험 규격 지침을 참고하여 작동중의 BFP의 토출압력, 입구압력, 유량 등을 취득하여 식 (4)~(7)과 같이 효율을 계산하였다.

$$\eta_p = P_w \text{ (kW)} / P_b \text{ (kW)} \tag{4}$$

$$P_w = 9.8 \times DH \text{ (m)} \times Q \text{ (t/H)} / 3600 \tag{5}$$

$$DH = DP \text{ (kg/cm}^2\text{)} \times 10 \tag{6}$$

$$P_b = \text{Current (A)} \times \text{Voltage (V)} \times \sqrt{3} \times PF / 1000 \times ME \tag{7}$$

Table 5는 제작사에서 제공한 BFP의 효율 곡선 및 현장에서 O/H기간이 끝난 이후의 30일 동안 취득된 데이터를 활용하여 위 수식과 같이 계산된 펌프 효율

Table 5 Efficiency value

Flow	Original efficiency	Calculation efficiency	Efficiency gap
250.8	70.6	65.4	5.2
260.2	72.0	66.5	5.5
270.5	73.0	67.1	5.9
280.4	74.0	68.6	5.4
290.4	75.0	69.4	5.6
300.4	76.0	70.1	5.9
310.6	77.1	71.5	5.5

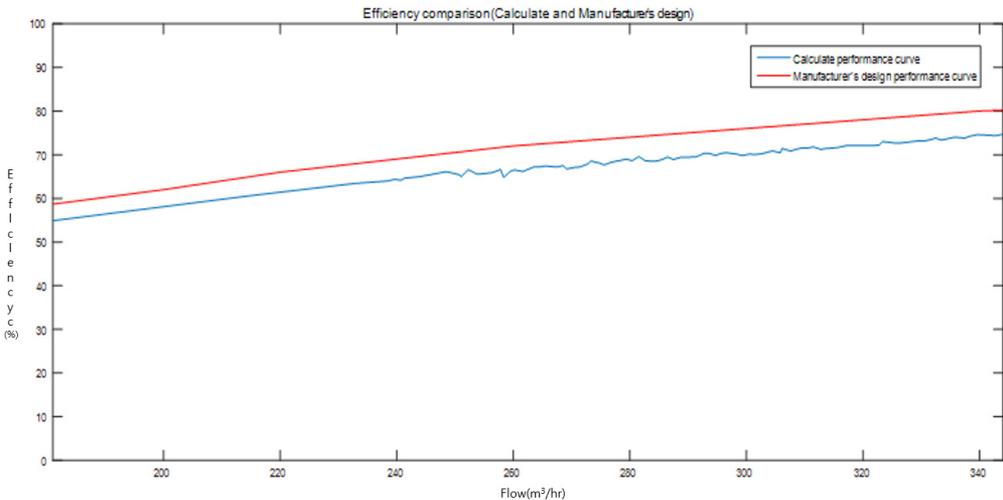


Fig. 2 Manufacturer's efficiency and calculated efficiency comparison

결과이며, 유량은 동일 유량에서 나타나는 효율 값을 나타내었다. 비교결과 효율의 평균오차는 5.49이지만, Fig. 2와 같이 x축은 유량, y축은 효율로써 제작사에서 제공한 효율곡선(빨간색)과 계산된 효율곡선(파란색)의 트렌드를 비교한 결과 형상이 유사한 것으로 확인되어 상태평가를 수행하기 위한 주요 요소로 적용이 가능할 것으로 판단된다.

3.3 펌프 효율 상태기준

펌프 효율에 대한 상태기준은 정의되어 있지 않아 이 연구에서는 제작사에서 제공한 효율곡선 그래프에 Head 곡선을 ANSI/API 610⁽¹⁴⁾의 원심 펌프의 허용 작동지역에 대한 지침을 적용하여 상태기준을 적립하였다.

Table 6 Efficiency criteria

Criteria	Efficiency value (%)
Normal	$74.4 < x$
Alarm	$35.75 < x \leq 74.4$
Trip	$x \leq 35.75$

ANSI/API 610 지침은 preferred operation region(선호하는 작동 영역), allowable operation region(허용가능 작동 영역)에 대해 펌프의 작동 가능 여부를 판단하게 된다. Preferred operation region은 펌프의 효율과 작동 신뢰성이 실질적으로 저하되지 않은 예측된 best efficiency point를 기준으로, preferred operation region의 범위는 70%까지 지점까지 정의하며, allowable operation region은 preferred operation region의 외부 광범위한 흐름으로, 최소유량에서 preferred operation region의 끝 지점으로 정의한다. Fig. 3은 각 작동 영역 범위를 BFP 효율곡선에 적용하여 나타낸 것이며, Table 6은 정의된 preferred operation region = $74.4\% < x$, allowable operation region = $74.4\% \leq x < 35.75$, Trip = $35.75 < x$ 의 영역범위를 normal, alarm, trip으로 정의하여 상태기준을 나타낸 표이다.

3.4 Boiler Feed Pump의 효율 평가

펌프의 효율 요소 평가는 2.4절의 요소 별 점수 산출 방법과 같이 산출하여 계산된 효율 값과 정립된 상태기준을 통해 효율의 요소 점수를 환산하였으며, Table 7은 환산된 효율 요소 점수 결과를 정리한 표이다.

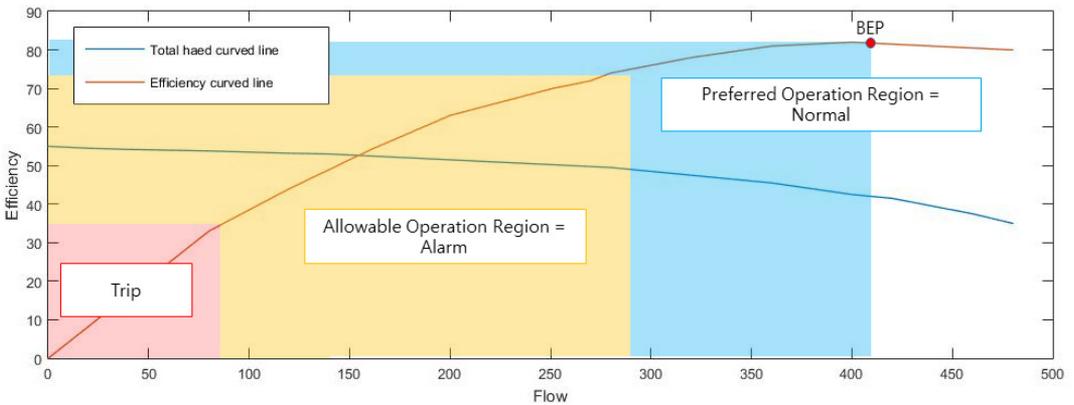


Fig. 3 Boiler Feed Pump Operating area

Table 7 Efficiency index score

	Measure value	Criteria			Index score
		Normal (N)	Alarm (A)	Trip (T)	
Efficiency (%)	66.89	$74.4 < x$	$74.4 \leq x < 35.75$	$35.75 \leq x$	3.66

$x = \text{index value}$

Table 8 Efficiency weight factor

BFP				
Discovery method	Vibration	Winding temperature	Bearing temperature	Efficiency
Coupling	10	0	0	0
Shaft	13	0	0	0
Bearing	20	9	22	0
Impeller	10	3	0	9
Diffuser & Volute	14	0	8	12
Count	67	12	30	21
Sum	130			
Wight factor (%)	51.54	9.23	23.08	16.15

Table 9 Asset health index evaluation score

Grade					
Category / scale	5	4	3	2	1
Definitions	Very good	Good	Fair	Poor	Very poor

Table 10 AHI diagnosis results (efficiency index = 0)

Boiler feed pump								
		Measure value		Index score		W/F	I/W score	
		x axial	y axial	x axial	y axial	x, y axial	x axial	y axial
Vibration (μm , rms)	Pump	9.77	9.67	4.80	4.81	61.47	295.05	295.66
	Motor	47.04	40.82	4.06	4.18		249.56	256.94
Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Pump bearing	51.81	45.93	3.85	3.98	27.52	105.96	109.54
	Motor bearing	65.03	64.13	3.55	3.57		97.71	98.26
	Motor winding (U)	102.47	101.00	3.42	3.45	11.01	37.65	37.98
	Motor winding (V)	99.37	100.75	3.47	3.45		38.20	37.98
	Motor winding (W)	102.15	102.86	3.43	3.42		37.76	37.65
Before applying pump efficiency								
Sum of I/W score / sum of W/F = operation evaluation score						Sum of W/F	Sum of W/F score	
4.11						422.02	1735.90	

3.5 펌프 효율 가중치 선정

펌프 효율 가중치 선정은 2.5절의 요소 별 가중치 선정 방식과 동일하게 발전 설비의 유지보수 일정 및 정보 관리시스템인 고장모드 라이브러리를 활용하여 선정하였으며, Table 8은 설비 별 고장모드 라이브러리의 고장발견 수에 펌프 효율을 추가하여

요소 별로 정리한 표이다.

4. Asset Health Index 평가결과

AHI 평가는 아래의 식과 같이 요소 별 점수와 가중치를 곱한 I/W Score의 총 합과 가중치 합을 나누

Table 11 AHI diagnosis results (Efficiency index = X)

Boiler feed pump								
		Measure value		Index score		W/F	I/W score	
		x axial	y axial	x axial	y axial	x, y axial	x axial	y axial
Vibration (μm , rms)	Pump	9.77	9.67	4.80	4.81	51.54	245.52	246.03
	Motor	47.04	40.82	4.06	4.18		207.67	213.80
Temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Pump bearing	51.81	45.93	3.85	3.98	23.08	88.17	91.14
	Motor bearing	65.03	64.13	3.55	3.57		81.30	81.75
	Motor winding (U)	102.47	101.00	3.42	3.45	9.23	31.33	31.60
	Motor winding (V)	99.37	100.75	3.47	3.45		31.79	31.60
	Motor winding (W)	102.15	102.86	3.43	3.42		31.42	31.33
Efficiency(%)		66.89		3.66		16.15	61.45	
After applying pump efficiency								
Sum of I/W score / sum of W/F = operation evaluation score						Sum of W/F	Sum of W/F score	
4.09						370.01	1514.65	

어 점수를 산출하였으며, 이 연구에서는 AHI의 결과의 신뢰성을 향상을 판단하기 위해 펌프 효율을 추가 적용하기 전/후의 AHI 평가결과를 비교 평가하였다.

$$AHI\ Score = \left(\frac{\sum I/W\ Score}{\sum W/F} \right) \quad (8)$$

Table 9는 계산된 BFP의 AHI score에 따라 very good, good, fair, poor, very poor로 총 5가지 설비의 상태로 평가하였으며, AHI Score 계산은 아래의 식에 과 같이 수행하였다.

Table 10은 효율을 적용하기 전의 AHI 평가 결과로 BFP 선정된 요소 별 점수와 가중치 그리고 요소 점수, 가중치, I/W score를 정리한 표이며, 평가 결과 BFP의 AHI score가 4.11점으로 설비의 상태가 good으로 양호한 수준으로 판단된다. Table 11은 효율 적용 후 AHI 평가 결과한 결과로써, 평가 결과 BFP의 AHI score가 4.09점으로 설비의 상태가 good으로 양호한 수준으로 판단된다.

비교 결과 효율 적용 전, 후의 AHI 점수의 차이가 0.02정도로 미비하게 나타나며, 이러한 이유는 측정된 데이터가 O/H 정비 이후의 데이터로 설비의 상태가 정상 상태에 가까운 상태이며, 또한 평가를 위해 사용된 데이터의 기간이 짧아 비교적 결과가 미비한 것으로 판단된다.

하지만 효율을 추가한 평가 결과가 기존의 평가 결과보다 조금 더 낮은 점수가 산출되는 것으로 보아 기존 평가방법보다 엄격한 기준을 적용하였음을 확인하였으며, 이에 따라 안전성 있는 상태평가가 가능할 것으로 판단된다.

5. 결 론

이 연구는 boiler feed pump의 효율적인 설비의 상태관리 및 정비를 수행하기 위해 asset health index 개발에 관한 연구를 수행하였다. Index 선정은 실시간 취득되는 operation data를 통해 진동, 베어링 온도, 권선온도, 효율을 index로 선정하여 수행하였으며, 효율 계산은 KS B ISO 5198의 원심, 사류 및 축류 펌프-수력 시험 규격 지침을 참고하여 산출하였다. 상태기준은 진동, 베어링 온도, 권선온도의 경우 펌프 제작사의 권고사항을 적용하여 각 index 별 normal, alarm, trip으로 수립하였으며, 효율의 경우 상태기준이 규정되어 있지 않아 ANSI/API 610의 원심 pump의 허용 작동 지역에 대한 지침을 적용하여 normal, alarm, trip으로 상태 기준을 수립하였다. 가중치는 RCM을 기반으로 발전소에서 발생할 수 있는 각 설비요소 별 모든 종류의 고장 부품 및 진단 index 별 빈도를 분석한 자료를 활용하여 discovery method의 진동, 베어링 온도, 권선온도, 효율의 index의 확률을 기반으로 가중치를 선

정하였다. AHI index score은 각 index 별 상태기준에 따라 점수로 환산하고 가중치를 곱하여 산출된 결과를 통해 설비의 상태를 평가하였다.

최종 AHI 상태평가 비교결과 효율을 적용하지 않았을 때보다 적용하였을 때의 결과가 더 낮게 나타났지만 그 차이가 미비한 것으로 나타났다. 이는 짧은 기간의 데이터를 사용하고, O/H이후의 데이터를 사용하여 크게 차이가 나타나지 않은 것으로 판단된다. 하지만 효율을 적용한 결과가 낮은 평가되는 것으로 보아 기존의 방법보다 더 엄격한 기준을 적용하였을 확인하였으며, 이에 안전성 있는 상태 평가가 가능할 것으로 판단된다.

Pump 효율이 AHI의 상태평가의 신뢰성 향상 초기 연구로 가능성을 확인하였으며, 추가적인 검증에 관한 연구가 필요할 것으로 판단된다. 따라서 이 연구는 AHI 개발을 위한 기초 연구로써, pump 효율 index 추가를 통한 AHI평가 신뢰성 향상 연구를 수행하였으며, 지속적인 index 개발을 통해 효율적인 설비 상태 관리 및 정비를 수행 가능할 것이라고 판단된다.

후 기

이 연구는 2019년도 경상대학교 연구년제 연구교수 연구지원비에 의하여 수행되었으며, Intelligent Digital Power Plant(IDPP) 구축 (전력연구원 발전기술연구소)과제에서 지원받아 수행되었다.

References

(1) Sun, J. H., 2015, Power Facility Asset Management Technology Capability, Journal of Electrical World Monthly Magazine, Vol. 462, pp. 42~51.

(2) Labi, S. and Sinha, K. C., 2005, Life-cycle Evaluation of Flexible Pavement Preventive Maintenance, Journal of Transportation Engineering, Vol. 131, No. 10, 744~751.

(3) Okogbaa, G., Huang, J. and Shell, R. L., 1992, Database Design for Predictive Preventive Maintenance System of Automated Manufacturing System, Computers & Industrial Engineering, Vol. 23, No. 1~4, pp. 7~10.

(4) Chapin, N., 2000, Do We Know What Preventive Maintenance Is?, Proceedings 2000 International Conference on Software Maintenance, pp. 15~17.

(5) Hjartarson, T. and Otal, S., 2006, Predicting Future Asset Condition Based on Current Health Index and Maintenance Level, ESMO 2006-2006 IEEE 11th International Conference on Transmission & Distribution Construction, Operation and Live-Line Maintenance.

(6) Hughes, D. T., 2003, The Use of Health Indices for Determining Eol and Estimating Remnant Life for Distribution Assets, Presented at CIGRE 17th International Conference on Electricity Distribution.

(7) Lee, D. H., Park, S. G., Hong, S. D. and Lee, B. H., 2008, Degradation Characteristics of Pumps in Nuclear Power Plants, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 583~588.

(8) Jeong, J.-H. and Kim, J.-U., 2008, Equipment diagnosis through vibration measurement, Fire Protection Technology, Vol. 44, pp. 30~43.

(9) Lee, D. H. and Kim, Y. S., 2013, Prognostic Technique for Ball Bearing Damage, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 37, No. 11, pp. 1315~1321.

(10) Hughes, D. T. and Russell. D. S., 2005, Condition Based Risk Management (CBRM), A Vital Step in Investment Planning For Asset Replacement, 3rd IEE International Conference on Reliability of Transmission and Distribution Networks (RTDN 2005), pp. 261~265.

(11) Hughes, D., Dennis, G., Walker, J. and Williamson, C., 2006, Condition Based Risk Management (CBRM) - Enabling Asset Condition Information to Be Central to Corporate Decision Making, In Engineering asset management, Springer, London, pp. 1212~1217.

(12) Abu-Elanien, A., Salama, M. and Ibrahim, M., 2011, Determination of Transformer Health Condition Using Artificial Neural Networks, IEEE International Symposium on Innvations in Intelligent Systems and Applications, pp. 1~5.

(13) Hughes, D., 2003, The Use Of Health Indices To Determine End Of Life And Estimate Remnant Life For Distribution Assets, Proceedings of the 17th International Conference on Electricity Distribution (CIRED), pp. 5~15.

(14) Hughes, D. T., 2003, The Use of Health Indices for Determining Eol and Estimating Remnant Life for Distribution Assets, Presented at CIGRE 17th

International Conference on Electricity Distribution.

(15) API 610 - Pump Selection & Curve Evaluation Guide.



ment for diagnosis.

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



ment for diagnosis.

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



measurement for diagnosis.

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



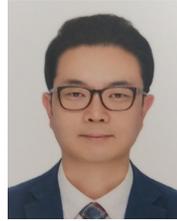
ment for diagnosis.

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



ment for diagnosis.

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



Jong-Duk Son is graduated Ph.D. degrees at Pukyong National University in Korea. Now he works in KEPRI (KEPCO research institute). Areas of research are monitoring, diagnosis and asset performance management of power facilities.



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

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

주변 유체와 연성된 수중 구조물의 진동분석을 위한 스펙트럼 요소법

Spectral Element Method for Vibration Analysis of Underwater Structures Coupled with Surrounding Fluids

양 원 석[†]

Wonseok Yang[†]

(Received February 10, 2021 ; Revised March 10, 2021 ; Accepted March 10, 2021)

Key Words : Spectral Element Method(스펙트럼 요소법), Fluid-structure Interaction(유체 구조 연성), Added Mass(부가 질량), Finite Element Method(유한요소법), Underwater Structure(수중 구조물)

ABSTRACT

To design a spacer grid for protecting underwater structures consisting of cylinders against sudden external loads, it is necessary to perform a numerical analysis on the coupling system considering the structural vibration and surrounding fluids. The structural vibration of cylinders coupled with viscous fluid is predicted by using the spectral element method (SEM). Scattering waves induced by traveling plane waves are calculated and utilized to investigate the pressure forces of structures, and the transfer function for the flexural vibration and pressure amplitudes of plane wave is calculated. The finite element method (FEM) is used to verify the numerical results obtained using the SEM. The amplitudes of the added mass of each cylinder are dependent on the gap between surrounding fluids and adjacent structures. When the input frequency of traveling waves is increased, the pressure fields become significantly more complicated. When the number of cylinders is increased, the transfer function at the specific frequency ranges show overlapping resonance modes. The proposed numerical method can be used to save the computing time and improve the accuracy of the numerical analysis technique for studying the vibration of underwater structures.

1. 서 론

원자력 발전에서 사용되는 중수로는 급수펌프를 이용하여 핵연료봉 집합체에 중수를 가압하여 핵분열을 일으키는 원리를 사용한다. 이 때 가압된 중수에 의해 발생하는 압력과는 핵연료봉 집합체를 가진하여 구조

적인 불안전성을 발생시킨다. 구조적인 불안전성을 억제하기 위해서는 핵연료봉 집합체의 진동특성을 분석하고, 불안정한 거동을 제어할 수 있는 지지격자의 설계가 필요하다⁽¹⁾.

핵연료봉 집합체의 진동 특성을 분석하기 위해서는 유한요소법을 가장 보편적으로 사용한다. 유한요소법으로 형상함수를 사용하여 핵연료봉 집합체의 구조와

[†] Corresponding Author ; Member, Department of Automotive Engineering, Korea National University of Transportation, Professor
E-mail : wsyang@ut.ac.kr

A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference
‡ Recommended by Editor Sang Wook Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

유체를 각각 모델링하고 접촉면에 대해 표면속도와 압력구배를 연성시켜 행렬 방정식을 유도할 수 있다^(2,3). 하지만, 구조와 유체가 연성된 수중 구조물의 거동을 유한요소법으로 계산하게 되면 해석의 정확성을 검증하기 위해 수많은 시행착오를 해야 한다. 또한, 고주파수의 진동해석에 대해서는 사용되는 요소의 개수가 증가하고 계산되는 행렬의 크기가 증가하여 계산 시간이 많이 소모된다.

유한요소법의 정확성과 시간 경제성을 극복하는 방법으로 스펙트럴 요소법이 개발되었다. 스펙트럴 요소법은 편미분방정식의 해의 기저에 대한 형상함수를 사용하기 때문에 요소와 노드점의 개수가 적어도 정확한 해를 구할 수 있다. 스펙트럴 요소법은 주로 구조해석에서 사용되지만 형상이 단순한 구조물에 대해 구조유체 연성해석에서도 응용되고 있다. 가장 먼저 배관계의 내부 정상 유동에 따른 구조진동의 특성을 연구한 사례가 있다⁽⁴⁾. 또한, 배관계의 비정상 유동과 파이프의 변위가 상호작용된 진동해석도 연구되었다⁽⁵⁾. 더 나아가 압력에 따라 단면적이 변하는 유연관에 대해서도 스펙트럴 요소법이 적용된 연구가 존재한다⁽⁶⁾. 스펙트럴 요소법을 이용하여 외부유동을 모사하거나 구조물 간의 질량연성을 고려한 진동해석은 수행되었으나 수치해석 결과에 대한 정확성이 검증되지 않았다⁽⁷⁾.

이 연구에서는 가장 먼저 핵연료봉 집합체의 구조진동에 대한 방정식을 도출하였다. 수중 구조물의 부가질량과 주변 압력을 계산하여 스펙트럴 요소법에 적용하였다. 스펙트럴 요소법의 정확성과 시간 경제성을 검증하기 위해 유체 구조 연성을 고려한 유한요소방정식을 사용하여 결과 비교 및 고찰을 수행하였다.

2. 수중 구조물의 진동 해석을 위한 스펙트럴 모델링

2.1 수중 구조물의 지배방정식

Fig. 1과 같이 중수로에서 사용하고 있는 핵연료봉 다발체는 다수의 원형 실린더 구조물로 이루어져 있다. 급수펌프의 작동으로 인해 핵연료봉 보관용기의 표면진동과 난류유동이 발생하여 유체의 압력변동을 일으켜 평면파의 형태로 수중 구조물에 도달하게 된다. 평면파가 다발체 부근에 도달하게 되면 입사파와 함께 구조물 간 벽면에 의해 산란파가 발생되어 진동을 일으킨다^(8,9).

Fig. 2와 같이 핵연료봉 집합체의 굽힘 진동을 계산하기 위해 개별 연료봉을 원형보로 모델링하였다. 또한, 핵연료봉 집합체의 배치는 중수로에서 사용하는 CANDU형 가압 중수로에서 사용하는 핵연료봉 집합

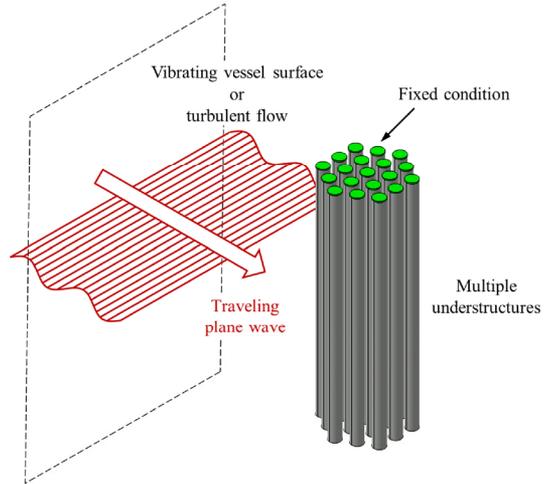
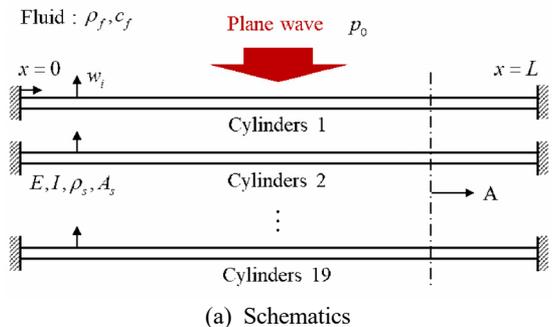
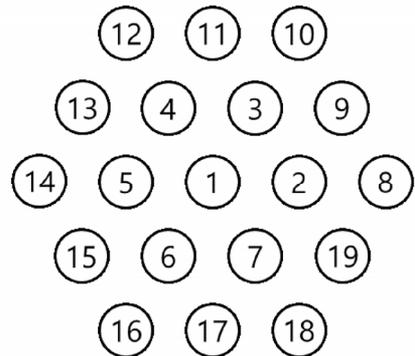


Fig. 1 Flexural vibration of underwater structures subjected to traveling plane wave



(a) Schematics



(b) Cross section A

Fig. 2 Underwater structures consisting of 19 cylinders

체로 가정하였다⁽¹⁰⁾. 이를 통해 i 번째의 보에 대한 파동방정식을 다음과 같이 나타냈다.

$$EI \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} + \rho_s A_s \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} = F_{v,i} + F_{p,i} \quad (1)$$

여기서 E 는 보의 탄성계수, I 는 관성모멘트, ρ_s 는 보의 밀도, A_s 는 보의 단면적, i 는 보의 번호로서 1에서 N 까지의 범위를 갖는다. x 와 t 는 각각 보의 진동에 대한 위치와 시간 변수이며, w_i 는 보의 변위를 나타낸다. F_v 는 점성 유체력을 말하며, F_p 는 유체에 의해 전달되는 외력을 말한다. 점성 유체력은 유체의 밀도와 감쇠에 의해 결정되며, 유체가 공기인 경우에는 무시할 수 있다. 압력파에 의한 힘은 외부의 충격이나 난류에 의해 발생된다.

점성 유체력 F_v 는 정제된 유체의 헬름홀츠 방정식을 사용하며 다음과 같이 계산하였다.

$$F_{v,i} = -\rho_f \pi R_i^2 \sum_{i=1}^N \alpha_{il} \ddot{w}_i \quad (2)$$

여기서 ρ_f 는 유체의 밀도, R 은 원형보의 반지름을 말한다. α_{il} 는 1번째 보의 진동에 의한 i 번째 보의 무차원 부가질량을 뜻하며, 집합체의 연료봉 벽면 경계조건과 식(2)에 의해 결정된다. 단일 연료봉의 경우에는 무차원 부가질량이 1로 계산되며, 다수의 경우는 주변 연료봉과의 간격으로 인해 스퀴즈 필름 효과가 발생하여 부가질량이 1보다 크게 나타난다. 또한, 유체의 점성에 의한 감쇠력이 증가할수록 무차원 부가질량의 허수부가 증가하며 구조물의 진동에 대한 감쇠효과가 향상된다.

외력 F_p 을 계산하기 위해서는 핵연료봉 집합체의 주변 압력을 사용해야 한다. 집합체의 주변 압력은 다음과 같이 음향 파동방정식의 다중 산란과 이론을 사용하였다⁽¹¹⁾.

$$p(r_i, \theta_i) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} \left[p_0 e^{-ik_r \gamma_1^n} J_n(k_f r_i) e^{in\theta_i} + \sum_{\substack{j=1 \\ j \neq i}}^N B_{n,j} \sum_{m=-\infty}^{\infty} H_{n-m}^{(1)}(k_f R_j) e^{i(n-m)\psi_{ij}} J_m(k_f r_i) e^{im\theta_i} \right] \quad (3)$$

여기서 p_0 는 입력파의 압력크기, γ 는 입력파의 시차점 좌표, J_n 는 n 차 1종 베셀함수, B_n 는 경계조건에 의해 결정되는 계수를 뜻한다. 경계조건은 원형보의 벽면조건을 사용하였으며, 식은 다음과 같다.

$$\left. \frac{\partial p}{\partial r_i} \right|_{r_i=R_i} = 0, \quad i=1,2,\dots,N \quad (4)$$

입력파에 의해 발생하는 외력은 주변 산란파에 의한 압력을 적분하여 다음과 같이 계산하였다.

$$F_{p,i} = \int_0^{2\pi} p(R_i, \theta_i) R_i \cos \theta_i d\theta_i \quad (5)$$

2.2 집합체 진동 해석을 위한 스펙트럴 모델링

핵연료봉 집합체의 굽힘 진동을 계산하기 위해 스펙트럴요소법을 사용하였다. 스펙트럴요소 행렬을 유도하기 위해 식(1)의 일반해를 다음과 같이 가정하였다.

$$w_i(x,t) = W_i(x) e^{i\omega t} = \beta_i C e^{-ikx} e^{i\omega t} \quad (6)$$

여기서 β 는 해의 기저 간 비례상수, C 는 일반해의 계수, ω 는 회전주파수, k 는 핵연료봉 집합체의 파수를 뜻한다. 식(6)을 식(1)에 대입하면, 다음과 같이 고유치 문제로 계산하였다.

$$(k^4 EI - \omega^2 (\rho_s A_s \mathbf{I} + \mathbf{M}_a)) \boldsymbol{\beta} = 0 \quad (7)$$

여기서 \mathbf{I} 는 $N \times N$ 단위행렬을 말하며, $\boldsymbol{\beta}$ 는 비례상수 행렬, \mathbf{M}_a 는 $N \times N$ 부가질량 행렬을 뜻한다. 구해진 파수를 이용하여 식(6)의 W_i 를 다음과 같이 유도하였다.

$$W_i(x) = \mathbf{e}(x, \omega) \mathbf{B}_i(\omega) \mathbf{a} \quad (8)$$

여기서

$$\mathbf{e}(x, \omega) = \{ e^{-ik_1 x} \quad e^{-ik_2 x} \quad e^{-ik_3 x} \quad \dots \quad e^{-ik_{4N} x} \}^T$$

$$\mathbf{a} = \{ a_1 \quad a_2 \quad a_3 \quad \dots \quad a_{4N} \}^T$$

그리고

$$\mathbf{B}_i(\omega) = \begin{bmatrix} \beta_{i,1} & & & & \\ & \beta_{i,2} & & & \\ & & \ddots & & \\ & & & & \beta_{i,4N} \end{bmatrix}$$

경계조건의 적용을 위해서 스펙트럴 요소법의 변위 벡터를 다음과 같이 정의하였다.

$$\mathbf{d} = \{\mathbf{W}(0) \quad \mathbf{W}(L)\}^T \tag{9}$$

여기서

$$\mathbf{W}(0) = \{W_1(0) \quad W_1'(0) \quad \dots \quad W_N(0) \quad W_N'(0)\}^T$$

$$\mathbf{W}(L) = \{W_1(L) \quad W_1'(L) \quad \dots \quad W_N(L) \quad W_N'(L)\}^T$$

식 (9)를 식 (8)에 대입하면,

$$\mathbf{d} = \mathbf{H}(\omega)\mathbf{a} \tag{10}$$

여기서 \mathbf{H} 는 일반해의 기저와 파수에 대한 행렬이다. 또한, 식 (1)에 가중치 적분(weighted-integral)을 사용하여 스펙트럴요소 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\mathbf{S}(\omega)\mathbf{d} = \mathbf{f}(\omega) \tag{11}$$

여기서 \mathbf{f} 는 압력파에 의한 힘행렬, \mathbf{S} 는 핵연료봉 집합체의 스펙트럴요소 행렬을 뜻한다. \mathbf{S} 는 다음과 같이 유도된다.

$$\mathbf{S}(\omega) = \mathbf{H}^{-T}$$

$$\left(\sum_{i=1}^N \left(\begin{matrix} EIB_i \mathbf{K}^2 \mathbf{E} \mathbf{K}^2 \mathbf{B}_i - \rho_s A_s \omega^2 \mathbf{B}_i \mathbf{E} \mathbf{B}_i \\ -\omega^2 \sum_{j=1}^N M_{i,j} \mathbf{B}_i \mathbf{E} \mathbf{B}_j \end{matrix} \right) \right) \mathbf{H}^{-1}$$

여기서

$$\mathbf{E}(\omega) = \int_0^L \mathbf{e}^T(x, \omega) \mathbf{e}(x, \omega) dx$$

$$\mathbf{K}^2 = \begin{bmatrix} k_1^2 & & & \\ & k_2^2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & k_{4N}^2 \end{bmatrix} \text{이다.}$$

3. 검증을 위한 유체-구조 연성해석의 유한요소 모델링

스펙트럴 요소법의 정확성을 검증하기 위해 유체-

구조 연성을 고려한 유한요소법을 사용하여 핵연료봉 집합체의 수치해석 모델을 구축하였다. 핵연료봉 집합체는 3차원 고체의 파동방정식을 사용하였으며, 식은 다음과 같다⁽¹²⁾.

$$\rho_s \ddot{\mathbf{u}} = \bar{\nabla} \cdot \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{F} + \mathbf{R} \tag{12}$$

여기서 $\ddot{\mathbf{u}}$ 는 구조물의 3차원 가속도벡터를 뜻하며, $\boldsymbol{\sigma}$ 는 구조물의 응력 텐서, \mathbf{F} 는 외력 벡터. \mathbf{R} 은 유체로부터 받는 반력을 뜻한다. 핵연료봉 주변의 유체는 점성유체의 3차원 음향 파동방정식을 사용했으며, 식은 다음과 같다.

$$\nabla^2 p + \frac{v}{c^2} \nabla^2 \dot{p} - \frac{1}{c^2} \ddot{p} = r_f \tag{13}$$

여기서 p 는 유체의 압력섭동을 말하며, v 는 유체의 동점성계수, c 는 유체의 음속, r_f 는 고체표면으로부터의 반력을 뜻한다. 유한요소법을 통해 식 (12)와 (13)을 행렬로 표현하면 다음과 같이 유체 구조 연성을 고려한 방정식을 유도할 수 있다⁽¹³⁾.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \rho_f \mathbf{S} & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_s \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_s \\ \dot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{S}^T \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_s \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{f}_f \end{Bmatrix} \tag{14}$$

여기서 \mathbf{u}_s 는 고체의 변위행렬, \mathbf{p} 은 유체의 압력행렬, \mathbf{M}_s , \mathbf{K}_s 는 고체의 질량, 강성행렬, \mathbf{M}_f , \mathbf{C}_f , \mathbf{K}_f 는 유체의 질량, 감쇠, 강성행렬, \mathbf{f}_s , \mathbf{f}_f 는 각각 고체와 유체의 외력행렬을 뜻한다. \mathbf{S} 는 표면행렬로 고체와 유체가 만나는 면의 형상함수를 서로 곱한 후 적분하여 계산하였다.

스펙트럴 요소법과 비교하기 위해 식 (14)의 해를 조화함수의 형태로 가정하여 다음과 같이 주파수에 대한 변위응답과 압력으로 나타내었다.

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \rho_f \mathbf{S} & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{S}^T \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_s(\omega) \\ \mathbf{p}(\omega) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_s(\omega) \\ \mathbf{f}_f(\omega) \end{Bmatrix} \tag{15}$$

여기서 \mathbf{u}_s , \mathbf{p} , \mathbf{f}_s , \mathbf{f}_f 는 주파수에 대한 함수로 앞서 스펙트럴 요소법으로 유도된 변위행렬과 비교가 가능하였다.

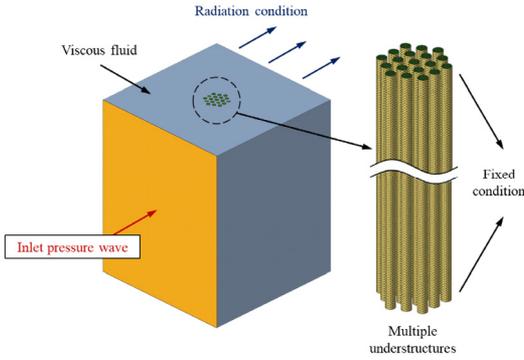


Fig. 3 Boundary condition of finite element method for underwater structures

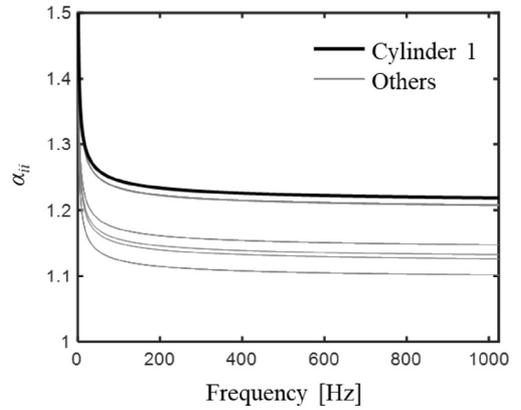
Fig. 3과 같이 유한요소법의 경계조건으로는 앞서 스펙트럴 요소법과 동일하게 핵연료봉 다발체의 양 끝단에 고정단 조건을 주었다. 다발체 주변의 유체에 대해서는 평면파의 패턴이 같을 수 있도록 입력조건과 무반사조건을 주어 스펙트럴 요소법에서 사용하는 압력장파의 패턴을 비교하였다.

4. 스펙트럴 요소법과 유한요소법의 해석결과를 통한 비교분석

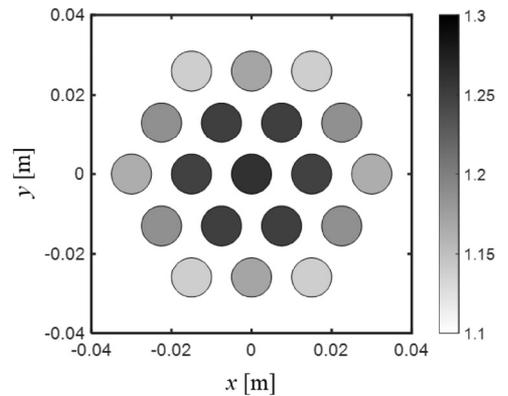
핵연료봉을 반지름이 0.005 m, 길이가 0.5 m인 원형 보 가정하였고, 재질은 지르코늄($E = 68 \text{ GPa}$, $\rho_s = 6,520 \text{ kg/m}^3$)으로 설정하였다. 집합체 주변의 액체는 온도 40 °C인 중수($\rho_f = 1100 \text{ kg/m}^3$, $c = 1400 \text{ m/s}$, $v = 0.713 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$)로 가정하였다. 핵연료봉의 개수는 1개, 7개, 19개로 늘려가면서 진동 특성을 비교하였다.

Fig. 4는 다발체의 각 원형보에 대해 무차원 부가질량을 계산한 결과이다. 무차원 부가질량은 가진주파수가 증가할수록 수렴하는 경향을 보였으며, 다발체의 가장 중앙인 1번째 실린더에서 높은 부가질량 값이 계산되었다. 또한, 가장자리로 갈수록 부가질량이 상대적으로 낮음을 관찰하였다. 이는 주변 구조물들의 거리가 가까워져 스쿼즈 필름 효과가 발생하여 부가질량이 증가한 것으로 보인다.

Fig. 5는 다발체의 각 원형보에 대해 분산곡선을 계산한 결과이다. 모든 보에 대해서 분산곡선의 거의 유사하게 나타나지만, 1번째 실린더에서 주파수에 따른 파수의 증가량이 가장 높은 것으로 관찰되었다. 보의 음속은 영률과 질량, 단면적의 제원에 따라 달라



(a) At the all of frequencies



(b) The frequency of 50 Hz

Fig. 4 Predicted added masses of underwater structures

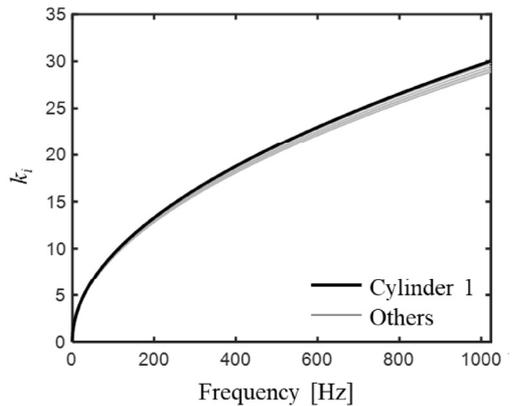


Fig. 5 Predicted dispersion curve of underwater structures

지는데, 부가질량이 상대적으로 높은 1번째 실린더가 다른 보에 비해 음속이 낮아져 파수가 높은 것으로

판단된다. 또한, 다발체의 개별 보마다 크기가 다른 파수가 계산되었으며, 이를 통해 실린더 간의 모드가 예측될 것으로 보였다.

Figs. 6과 7은 다발체 구조물의 압력파가 도달했을 때의 압력장 무늬를 관찰한 결과이다. 식 (3)으로 계산된 해와 유한요소법에서 계산된 압력장 패턴이 매우 유사하였다. 이를 통해 이 연구에서 사용된 유한요소 모델의 결과값이 비교적 정확하다는 것을 알 수 있었다. 또한, 입력파의 가진주파수가 증가할수록 압력장의 패턴이 복잡하게 나타나는 경향을 보였다. 이는 저주파수의 가진은 모든 원형보에 대해서 힘의 크기와 방향이 일정하지만, 고주파수로 갈수록 원형보에 따라 힘이 다르게 작용될 것으로 분석되었다.

Fig. 8과 같이 입력파에 대하여 다발체 내부의 개별보에 작용하는 외력의 크기를 비교하였다. 외력은 입력파의 주파수와 비례하는 경향을 보였다. 또한, 중심으로

부터 가장 외곽에 위치하는 10, 12, 16, 18번째의 구조물에 작용하는 외력이 다른 구조물에 비해 외력의 크기가 상대적으로 높았다. 또한, 안쪽에 위치한 구조물의 외력은 상대적으로 바깥쪽에 비해 낮게 작용했다.

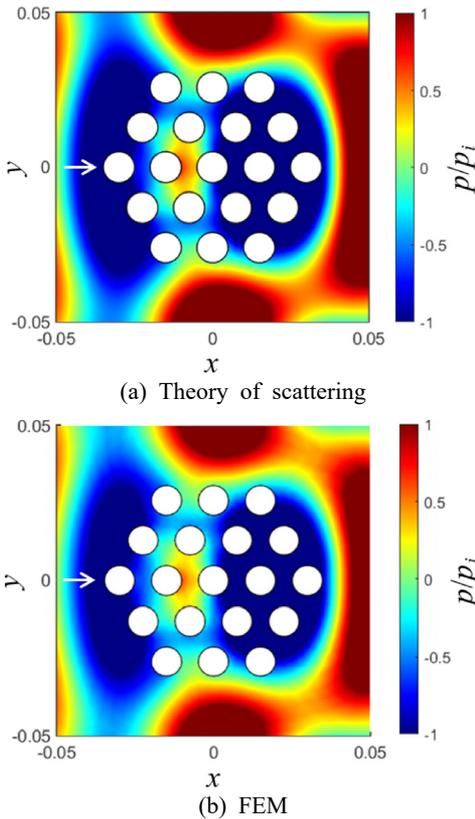


Fig. 6 Comparison with predicted pressure wave patterns near 19 cylinders induced by the plane wave with a wavelength of $kfR = 0.5$ by using (a) and (b)

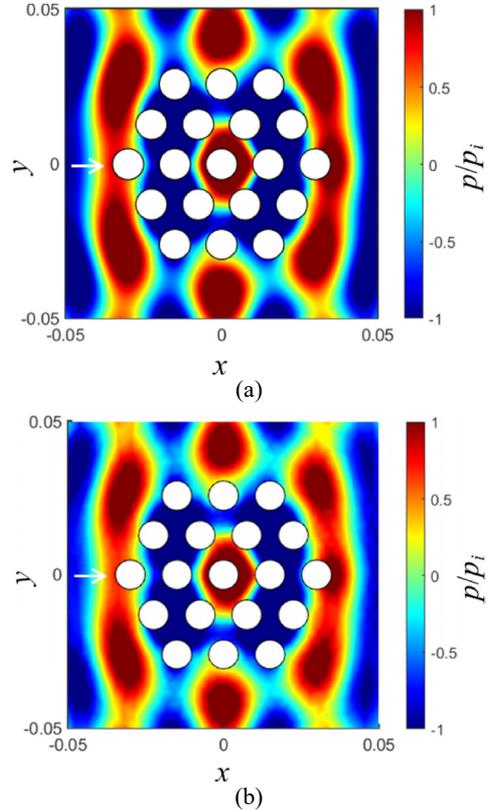


Fig. 7 Same as Fig. 6, but $kfR = 1.0$

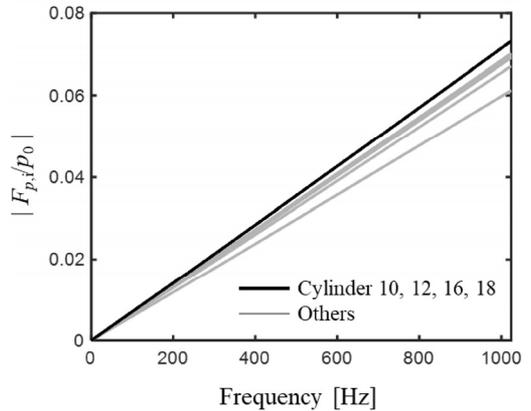


Fig. 8 Amplitudes of pressure forces acting on the underwater structures induced by traveling plane wave and scattering wave

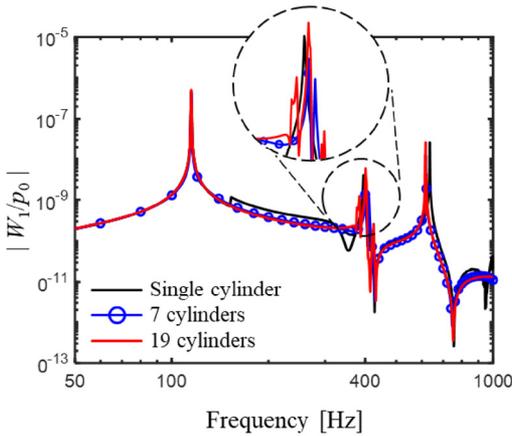


Fig. 9 Transfer function for underwater structures varying the number of cylinders subjected to pressure force

Table 1 Comparison with the numbers of used elements for underwater structure consisting of 19 cylinders

Numerical method	The number of used elements	
	Solid	Fluid
FEM (case1)	30 288	172 586
FEM (case2)	80 207	366 263
FEM (case3)	441 621	970 153
SEM	76	Exact solution

Fig. 9는 다발체의 실린더 개수를 변경해가면서 입력파의 크기에 대한 변위 전달함수를 비교한 결과이다. 단일 원형 보의 경우는 일반 보의 전달함수와 유사하게 예측되는 반면에 실린더의 개수가 많아질수록 2번째 모드에서 공진주파수가 분리되는 것을 알 수 있었다. 이는 실린더 간의 위상차에 의해 발생하는 모드로 인한 것으로 알려져 있다⁽⁷⁾. 다른 모드에 대해서는 입력파의 파장이 구조물의 간극에 비해 넓기 때문에 위상차가 존재하지 않고 진동하여 중첩모드가 발생하지 않은 것으로 예측된다.

Table 1의 유한요소법에서 사용된 요소의 개수를 살펴보면 스펙트럴 요소법에 비해 매우 많은 것을 알 수 있다. 유한요소법의 경우, 요소의 개수가 증가하게 되면, 해석의 정확도가 향상되지만 계산량이 많아져 해석속도가 늦어진다. 반면에 스펙트럴 요소법을 사용하면, 요소의 개수가 유한요소법에 비해 상대적으로 적어 해석속도가 빠르다.

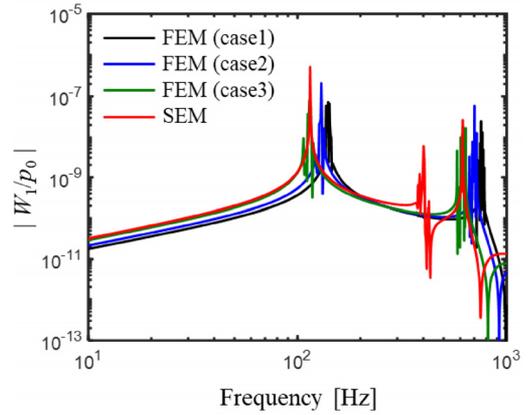


Fig. 10 Comparison with predicted transfer function using SEM and FEM

Fig. 10은 스펙트럴 요소법과 유한요소법의 전달함수를 비교한 결과이다. 요소의 개수가 많은 case 3의 경우는 case 1과 2에 비해 스펙트럴 요소법과의 공진주파수가 거의 일치하는 경향을 보였다. 또한, 스펙트럴 요소법은 유한요소법에 비해 요소의 개수가 작음에도 불구하고 유한요소법의 전달함수와 매우 유사하게 계산되었다. 게다가 유한요소법에서 예측하지 못했던 2차 모드를 스펙트럴 요소모델에서 예측되어 해석의 정확성과 해석시간의 경제성을 모두 검증할 수 있었다.

5. 결 론

이 논문에서는 주변 유체와 연성된 구조물의 진동 특성을 분석하기 위해 스펙트럴요소 모델을 유도하고 기존의 유한요소 모델과 비교하여 정확성을 검증하였다. 대상 구조물은 중수로에서 사용하는 핵연료봉 다발체를 선택하였고, 연료봉을 원형보로 가정하여 파동방정식을 유도하였다. 급수펌프에서 발생하는 입사파를 모델링하기 위해 산란파의 해를 사용하였다. 유도된 파동방정식은 해의 기저를 통한 형상함수를 이용하여 스펙트럴요소 방정식을 유도하였다. 해석의 정확성을 확인하기 위해 3차원 유한요소 모델을 사용하여 유체와 구조물을 모델링하였다.

다발체 내부의 실린더 별로 부가질량을 계산한 결과, 가장 안쪽의 실린더에서 스퀴즈 필름 효과에 의해 상대적으로 높은 부가질량이 계산되었다. 분산곡선 예측결과 부가질량에 의해 가장 안쪽 실린더에서 주파

수별 파수의 크기가 높게 예측되었다. 주변 유체의 압력장을 비교해본 결과 산란파의 해를 적용한 압력장과 유한요소법의 수치해와 매우 유사하게 패턴이 형성되었다. 또한, 가진주파수가 증가할수록 복잡한 패턴의 압력장이 계산되었다. 예측된 압력장을 통해 다발체 내부의 실린더별 힘을 계산하였고, 이를 스펙트럴요소모델에 적용하였다. 실린더의 전달함수를 예측한 결과 개수가 증가할수록 일부 공진주파수에서 중첩모드가 발생되었고, 다른 모드에서는 입력과 과장이 구조물의 간격에 비해 길어서 중첩모드가 발생하지 않았다. 마지막으로 유한요소법과의 전달함수 비교 결과, 요소의 개수가 증가할수록 스펙트럴요소법으로 예측된 전달함수와 유사함을 알 수 있었다. 또한, 스펙트럴요소법은 유한요소법에 비해 적은 요소의 개수임에도 불구하고 전달함수가 정확하게 계산되었고, 위상차에 의한 중첩모드 형상을 반영하여 기존 방법에 비해 빠르게 예측할 수 있다. 이 연구결과를 통해 원자력 분야의 핵연료봉 다발체 진동해석 뿐만 아니라 수중 구조물의 예측기술 향상 및 강성설계 등으로 활용될 수 있다.

후 기

이 연구는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2019R1G1A109725213).

References

(1) Choi, M., Kang, H., Yoon, K. and Song, K., 2004, Vibration Analysis of A Dummy Fuel Rod Continuously Supported by Spacer Grids, Nuclear Engineering and Design, Vol. 232, No. 2, pp. 185~196.

(2) Dolfen, H., Bertocchi, F., Rohde, M. and Degroote, J., 2019, Vibrations in a 7-rod Bundle Subject to Axial Flow: Simulations and Experiments, Nuclear Engineering and Design, Vol. 353, Article no. 110227.

(3) Bertocchi, F., Rohde, F., De Santis, D., Shams, A., Dolfen, H., Degroote, J. and Vierendeels, J., 2020, 3. Fluid-structure Interaction of a 7-rods Bundle: Benchmarking Numerical Simulations with

Experimental Data, Nuclear Engineering and Design, Vol. 356, Article no. 110394.

(4) Lee, U. and Oh, H., 2003, The Spectral Element Model for Pipelines Conveying Internal Steady Flow, Engineering Structures, Vol. 25, No. 8, pp. 1045~1055.

(5) Lee, U. and Park, J., 2006, Spectral Element Modelling and Analysis of a Pipeline Conveying Internal Unsteady Fluid, Journal of Fluids and Structures, Vol. 22, No. 2, pp. 273~292.

(6) Lee, U. and Jang, I., 2012, Spectral Element Modeling and Analysis of the Blood Flows in Viscoelastic Vessels, Applied Mathematics and Computation, Vol. 218, No. 13, pp. 7295~7307.

(7) Yang, W., Kang, H. and Park, J., 2020, Flexural Vibration Analysis of Nuclear Fuel Rod Bundles Interacting with Surrounding Fluid Subjected to Pressure Wave, Applied Sciences, Vol. 10, No. 7, p. 2282.

(8) Païdoussis, M. P., Price, S. J. and Langre, E., 2011, Fluid-structure Interactions Cross Flow Induced Instabilities, Cambridge, New York.

(9) Tian, W. X., Zhang, K., Hou, Y. D., Zhang, Y. P., Qiu, S. Z. and Su, G. H., 2016, Hydrodynamics of Two-phase Flow in a Rod Bundle Under Cross-flow Condition, Annals of Nuclear Energy, Vol. 91, pp. 206~214.

(10) Mohany, A. and Hassan, M., 2013, Modelling of Fuel Bundle Vibration and The Associated Fretting Wear in a CANDU Fuel Channel, Nuclear Engineering and Design, Vol. 264, pp. 214~222.

(11) Cho, S., Yang, W., Lee, S. and Park, J., 2016, Flexural Wave Cloaking Via Embedded Cylinders with Systematically Varying Thicknesses, Journal of Acoustical Society of America, Vol. 139, No. 6, pp. 3320~3324.

(12) Cook, R., 2007, Concepts and Applications of Finite Element Analysis, John Wiley & Sons, Inc., New York.

(13) Park, Y. and Lee, D., 2020, Effects of Helicotrema Size in the Motions of Basilar Membrane with Consideration of Fluid-structure Interactions, Transactions of the Korean Society for

Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 5,
pp. 425~431.



Wonseok Yang received his Ph.D. in mechanical engineering from Hanyang University, Seoul, Korea in 2017. He worked at the Agency of Defense Development from 2017 to 2019. He is currently an assistant professor of Department of Automotive Engineering in Korea National University of Transportation. His research interests include signal processing, wave analysis, and noise control for improving damping, or fluid-structure interaction analysis including mechanical issue.

VR 청감실험을 통한 층간소음 인식 영향요인 조사 : 외부 음환경, 시간환경, 소음민감도를 중심으로

VR Experiment on Indoor Noise Perception and Moderation Effects of Outdoor Sounds, Visual Environment and Noise Sensitivity

박 상 희* · 신 혜 경* · 김 경 우†
Sang Hee Park*, Hye Kyung Shin* and Kyoung Woo Kim†

(Received February 10, 2021 ; Revised March 30, 2021 ; Accepted March 30, 2021)

Key Words : Noise Perception(소음 인식), Subjective Response Assessment(주관적 반응 평가), Virtual Reality(가상 현실), Laboratory Study(실험실 연구), Moderation Effect(조절 효과)

ABSTRACT

This laboratory study investigated whether and how individuals' perception of indoor noise was affected by the surrounding visual and acoustic environments. In particular, the study examined how participants' annoyance response to the noise stimulus (i.e., a child's running noise coming from upstairs) changed when the surrounding environments were changed visually (e.g., day-time vs. night-time) and acoustically (e.g., no outdoor sound vs. road traffic noise). First, a survey was conducted to list the major components of living rooms in multi-family housing. The findings of the survey were used to build a 360-degree virtual living room. A total of 14 VR clips were made, in which different visual and acoustic elements were presented. The participants viewed each clip via VR-HMD and rated the annoyance response to the noise stimuli. The results showed that the surrounding visual and acoustic environments partially affected the annoyance. It was also found that individuals' noise sensitivity had significant effects on the response. The study was able to explore the benefits and disadvantages of utilizing VR to carry out laboratory experiments on noise perception.

1. 서 론

소음에 대한 주관적 반응을 알아보기 위한 대표적 방법은 질문지 조사와 청감실험이 있다. 질문지 조사는 상대적으로 적은 비용과 시간을 들여 큰 규모의 표본을 대상으로 조사를 실시할 수 있다는 장점이 있는 반면

연구자가 조사하고자 하는 특정 요인 이외의 기타 복합적 요인이 응답에 영향을 미칠 수 있다는 한계가 있다⁽¹⁾. 반대로 청감실험은 비용과 시간이 많이 들고, 이는 표본의 크기에도 영향을 미친다는 단점이 있지만 실험실 조건 아래 기타 요인을 통제하고 특정 소음원에 대한 명확한 반응을 관측⁽¹⁾할 수 있다는 장점이 있다. 통제된 조건 하에서 수행되어야하기 때문에 청감

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

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

A part of this paper was presented and selected as one of best papers at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference
‡ Recommended by Editor Jin Yun Chung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

실험이 수행되는 실험실이라는 공간은 피험자들에게 낮은 공간으로 느껴지기 쉽다. 이에 피험자가 해당 공간을 편안하게 인식할 수 있도록 실험을 구성하는 것도 측정 데이터의 신뢰성 향상에 중요한 절차이다. 특별히 층간소음에 대한 청감실험의 경우 실험공간을 어떻게 구현하는지가 중요한 변인이 될 수 있다. 층간소음은 개인이 자신의 집에서 노출되는 소음이다. 층간소음에 대한 부정적인 반응은 자신의 ‘집’이라는 공간에 대해 개인이 부여한 의미나 맥락과 연관될 수 있기 때문이다. ‘집’과 유사한 형태를 갖추기 위해 실험실 내부에 소파나 TV 등을 비치하는 경우도 있지만 여전히 제약은 따른다. 이에 이 연구는 공동주택 거실의 모습을 VR 환경으로 제시함으로써 ‘집’이라는 공간에서 층간소음에 노출될 때의 주관적 반응을 관측하고자 한다. 아울러, 이를 통해 현재 활용할 수 있는 VR 기술이 청감실험 수행에 어떻게 도움이 되고 어떤 한계가 있는지 알아보려고 한다.

소음에 대한 주관적 반응을 설명하기 위해서는 소음 자체의 특성뿐 아니라 개인의 반응에 영향을 미치는 다양한 조절변인들을 함께 고려해야 한다. 조절변인이란, 독립변인과 종속변수 간 관계의 방향 및/또는 강도에 영향을 미치는 변인⁽²⁾으로, 이웃세대에서 들려오는 ‘소리’가 ‘소음’으로 인식되게끔 또는 인식되지 않게끔 하는 요인이라 할 수 있다. 층간소음에 대한 개인의 부정적 반응도 여러 조절변인에 의해 증가하기도 하고 감소하기도 한다. 이 연구에서는 외부 음환경, 시각환경, 개인의 소음민감도가 조절변인으로서 주택 내부소음 인식에 어떠한 조절효과를 미치는지 알아보려고 한다.

소리의 마스킹 효과는 여러 선행 연구를 통해 소개된 바 있다. 최근 소리가 가지는 마스킹 효과가 의미 있는 뇌 반응을 일으킨다고 보고되면서⁽³⁾ 마스킹 효과가 새로운 소음 제어 기술로 제안되고 있다. 이에 따라 내부소음 인식개선을 위한 여러 방안 중 하나로 외부 음환경의 활용 가능성을 검토하는 연구도 필요하다. 특별히, 물이 흐르는 소리가 가지는 효과에 대하여는 다수 보고된 바 있다. 개방형 사무실에서 물 소리가 소음에 대한 만족도를 향상시킨다는 점, 산만한 대화소리 가운데 업무 성취도를 향상시킨다는 점, 그리고 도로교통소음이 노출되는 가운데에서도 업무 성취도를 향상시킨다는 점 등이 그것이다^(4,5). 사무실 환경뿐 아니라 주거환경에서도 이와 같은 효과가 확

인되었다. 예를 들어, 바다충격음 및 변기배수음과 같은 주택 내부소음에 대해 계곡 물소리나 파도소리가 마스킹 효과를 가진다는 국내 연구 결과가 있다⁽⁶⁾. 또 다른 국내 연구는 도로교통소음 단일소음원보다 도로교통소음과 물소리를 함께 들려주었을 때 피험자들의 긍정적인 평가가 증가했음을 확인하였다⁽⁷⁾. 이에 이 연구는 동일한 내부소음에 노출되더라도 외부에서 아무 소리도 들리지 않는 경우, 도로교통소음이 들리는 경우, 도로교통소음과 물소리가 함께 들리는 경우로 실험 시나리오를 설계해 외부 음환경에 따른 내부소음 인식변화를 알아보려고 한다.

VR의 활용은 실험실 환경에서도 손쉽게, 그리고 효과적으로 주변 시각환경에 변화를 줄 수 있다. 이에 이 연구는 시각요소를 또다른 조절변인으로 가정, 층간소음 인식에 미치는 영향을 검토해보려고 한다. 선행 연구를 통해 시각요소가 소음 인식에 영향을 준다고 보고되고 있다. 예를 들어, 스웨덴에서 수행된 연구⁽⁸⁾는 풍력발전기의 시각요소에 대한 인근 거주자의 태도와 해당 소음에 대한 반응 간 관계를 조사하였다. 해당 연구는 소음원(풍력발전기)의 시각요소에 대해 가지는 인근 거주자의 태도가 해당 소음으로 인한 부정적 반응과 관련이 있다는 것을 발견하였다. 특별히 소음원의 시각요소에 대한 부정적인 태도가 소음의 불쾌감을 증가시키고 정신생리학적으로도 부정적인 영향을 가진다고 보고하였다. 벨기에에서 수행된 또다른 연구⁽⁹⁾는 도로교통소음에 대한 개인의 반응과 소음원의 가시성 사이의 관계를 조사하였다. 해당 연구는 소음원의 가시성이 피험자가 인지하는 소음에 대한 불쾌감에 영향을 미친다는 것을 발견하였다. 주택 내부소음, 특별히 층간소음 연구 분야에 있어서 상기 소개한 연구들과 같이 시각요소와 소음에 대한 반응 사이의 연관성에 초점을 맞춘 연구가 부족하기 때문에 층간소음에 대한 거주자의 인식과 주변 환경의 시각요소 간 관계를 연구할 필요가 있다. 층간소음에 노출될 때 개인은 소음원(이웃)을 볼 수 없기 때문에(즉, 가시성 없음) 소음원 자체의 시각요소나 가시성에 대한 연구를 수행하기는 어렵다. 대신 이 연구는 주택 내부에서 주변에 보이는 다른 시각요소들(즉, 가시성을 가지는 기타 요소들)의 변화가 층간소음에 대한 부정적 반응에 영향을 미치는지, 영향을 미친다면 어떠한 영향을 얼마나 미치는지 알아보려고 한다.

여러 가지 환경소음에 대한 주관적 반응은 비음향적 요인들에 의해 영향을 받는다⁽¹⁰⁾. 층간소음에 대한 공

동주택 거주자의 반응에 영향을 미치는 비음향적 요인도 일부 보고된 바 있다^(11,12). 이 중에서 개인의 성격요인⁽¹³⁾인 소음민감도는 기존 질문지 조사 및 청감실험을 통해 개인의 소음 인식에 유의미한 조절효과를 가진다고 보고되어왔다^(14,15). 이에 이 연구에서도 소음민감도의 영향을 살펴봄으로써 기존 청감실험과 VR을 활용한 실험 사이에 일관된 결과가 도출되는지, 그래서 연구 간 재현성 확보가 가능한지 검토하고자 한다.

2. 방 법

2.1 VR 환경 제작

(1) 거실 주요 시각요소 추출

국내 공동주택 거실 내부를 구성하는 주요 시각요소를 추출하기 위해 질문지 조사를 실시하였다. 공동주택 거주자 성인남녀 50명을 대상으로 주택 내부를 구성하는 요소를 자유롭게 기술하도록 요청하였다. 응답자는 남성 23명, 여성 27명이었으며 평균나이는 38.6(표준편차 5.7)세였다.

응답 분석 결과, 총 145개의 형태소가 도출되었다. 이에 대한 빈도분석을 실시했으며 Fig. 1은 단어 빈도에 따른 워드클라우드를 보여준다. 빈도분석과 워드클라우드 추출은 온라인 텍스트분석툴 KoALA를 사용하였다. 조사 결과, 거실 내부를 구성하는 요소로 텔레비전과 소파가 가장 빈번하게 등장했으며, 그 외에도 부엌, 테이블, 발코니 등이 거실 내부를 구성하는 주요 요소인 것으로 파악되었다.

(2) 3D 그래픽 제작

상기 질문지 조사 결과를 토대로 청감실험을 위한 거실 3D 그래픽의 기본값(default)을 Fig. 2와 같이 제작하였다. 피험자가 거실 소파에 앉아있는 상황을 구현했으며 피험자 앞에는 커피테이블을, 전면 벽에 TV와 선반 등을 배치하였다. 우측에는 찬장과 테이블 등이 배치된 부엌, 좌측에는 발코니가 보이도록 제작하였다. 발코니, 거실 및 부엌을 포함한 공간의 면적은 약 42 m²이었다(Fig. 3). 해당 default 그래픽에서 주택 외부 및 내부 시각요소에 변화를 주었다(예: Fig. 4). 외부 시각요소는 창밖으로 보이는 경관



Fig. 2 Default setting of the 3D living room



Fig. 3 A simple drawing of the plan of the 3D living room



Fig. 1 A word cloud showing the major components of the living room



Fig. 4 Samples of the other clips in which visual elements were changed

을 달리함으로써 해당 건물에서 주택이 위치한 층(저/고층)과 시간대(낮/밤)가 달라지도록 제작했으며, 내부 시각요소는 가구, 천장 및 벽지의 색(밝은/어두운/유채색계열)에 변화를 주었다. 각 클립은 3분간

제시되도록 설정하였다.

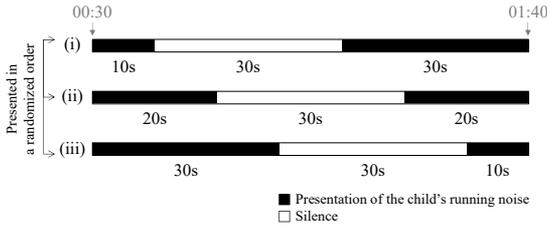


Fig. 5 An illustration of how the child’s running noise presented in each clip

Table 1 A-weighted equivalent & maximum sound levels of the sound stimuli

	Indoor	Outdoor	
	A child running upstairs (40s)	Road traffic noise (3-min)	Water flowing sound (3-min)
L_{Aeq}	45.4 dB	43.8 dB	43.8 dB
L_{Amax}	52.4 dB	45.3 dB	44.2 dB

(3) 제시 음원

제시 음원으로는 어린이 달리기, 도로교통소음, 물소리를 사용하였다. 먼저, 내부소음원으로 상부층에서 어린이가 달리는 소리를 사용하였다. 어린이 달리기 소리(40초)는 등가소음레벨 45.4 dB, 최대소음레벨 52.4 dB로 제시하였다. 이와 같은 최대소음레벨은 실제 공동주택 26곳의 내부소음 현황을 조사한 선행연구 결과를 토대로 설정하였다⁽¹⁶⁾. 어린이 달리기 소리는 40초 길이의 음원을 (i) 10초와 30초, (ii) 20초와 20초, (iii) 30초와 10초로 분할해 제시하였으며 각 클립에서 음원 사이의 간격은 30초로 설정하였다(Fig. 5). 해당 음원의 제시패턴은 무작위 순서로 재생하였다. 외부 음환경은 (a) 음원이 제시되지 않는 경우, (b) 도로교통소음이 제시되는 경우, 그리고 (c) 도로교통소음과 물소리가 함께 제시되는 경우로 제작하였다. 외부 음원의 등가소음레벨은 43.8 dB 이었고, 3분 동안 지속적으로 제시되었다. 각 음원의 특성은 Table 1 및 Fig. 6과 같다.

피험자에게 제시된 클립은 총 14개였으며, 각 클립의 특성은 Table 2와 같다.

2.2 청감실험

(1) 사용 장비

실험에 사용한 장비는 다음과 같다. VR-HMD는 Oculus Quest(Facebook)를 사용하였다. 오픈형 헤드폰(HD-600, Sennheiser)을 사용해 음원을 제시했고 음원 분석은 HATS Type 4128-C(B&K)를 사용하였다.

(2) 질문

소음에 대한 주요 반응 중 하나인 annoyance는 현재 국내에서 “성가심”, “신경쓰임”, “짜증”, “거슬림” 등으로 번역되어 사용되고 있으며 아직 이를 나타내기 위한 통일된 국문 어휘가 제시된 바 없다. 이 연구에서는 내부소음에 대한 annoyance를 알아보기 위해 “신경쓰임”이라는 표현을 사용하였다.

각 클립이 제시된 뒤에는 Fig. 7(a)와 같이 화면에 내부소음에 대한 신경쓰임 반응을 묻는 질문과 11점 척도 점수판이 제시되었다. 피험자가 손을 뻗어 점수를 선택한 뒤 OK버튼을 누르면 다음 클립이 시작되었다. Fig. 7(b)와 같이 다음 클립이 시작하기까지는 5초의 시간적 여유를 두었고 화면에는 Loading이라는 문구가

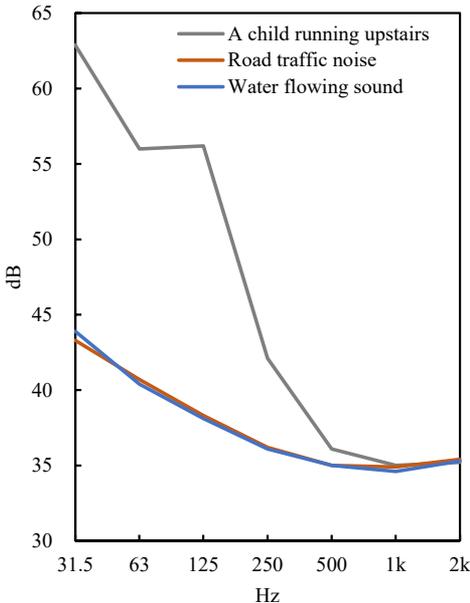


Fig. 6 Frequency characteristics of the sound stimuli

Table 2 Visual and acoustic settings of the 14 VR clips used in the experiment

Clip No.	Changes made to the default	Visual setting			Auditory setting	
		Indoor	Outdoor		Indoor	Outdoor
			Floor	Time		
1	(default)	Bright	Low	Daytime	CR ⁴	-
2	VI ¹	Colorful	Low	Daytime		-
3	VI	Dark	Low	Daytime		-
4	VO ²	Bright	High	Daytime		-
5	VO	Bright	Low	Night-time		-
6	AO ³	Bright	Low	Daytime		RTN ⁵
7	AO	Bright	Low	Daytime		RTN+WFS ⁶
8	VI, VO	Colorful	High	Daytime		-
9	VI, VO	Dark	High	Daytime		-
10	VI, AO	Dark	Low	Daytime		RTN
11	VI, AO	Dark	Low	Daytime		RTN+WFS
12	VO, VO	Bright	High	Night-time		-
13	VO, AO	Bright	High	Daytime		RTN
14	VO, AO	Bright	High	Daytime		RTN+WFS

¹VI = Visual settings changed in the indoor; ²Visual settings changed in the outdoor; ³AO = auditory settings changed in the outdoor; ⁴CR = child's running; ⁵RTN = road traffic noise; ⁶WFS = water flowing sound

제시되었다. 아울러, 각 클립에 대한 피험자별 신경쓰임 정도는 VR 헤드셋 하드웨어에 자동 기록되었다.

별도의 질문지를 통해 피험자들의 나이, 성별, 현재 거주하고 있는 주택의 유형과 크기, 소음민감도를 조사하였다. 소음민감도 측정은 Weinstein 척도⁽¹⁷⁾를 국문으로 직역한 문항을 사용하였다.

(3) 절차

이 실험은 한국건설기술연구원 음향시험동 무향실에서 진행하였다(암소음도: 23 dB, L_{Aeq,1-minute}). 피험자가 도착하면 연구자는 피험자에게 해당 실험에 대한 간단한 설명을 제공하였다. 또한 연구자는 실험 도중에 언제든 쉬는 시간을 가질 수 있으며 원한다면 언제든지 실험을 그만둘 수 있음을 설명하였다. 피험자가 실험 참여에 동의하면 실험을 진행했으며, 먼저 VR 환경에 익숙해지고 핸드트래킹 기능을 활용해 각 클립의 질문에 응답할 수 있도록 연습세션을 진행한 뒤 이 세션을 시작하였다.

(4) 피험자

적정 피험자 수 산정은 G-power를 사용하였다⁽¹⁸⁾. 반복측정분산분석 수행 시 유의수준 0.05, 검정력 0.95, 중간수준의 효과크기인 0.25가 산출되기⁽¹⁹⁾ 위한 최소 피험자 수는 18명이었으므로 총 20명의 정상청력을 가진 피험자를 모집하였다. 전체 데이터 중 2명의 데이터에는 오류가 발견돼 최종적으로 18명의 데이터를 분석에 사용하였다(남성 11명 여성 7명). 피험자의 평균 나이는 26.9(표준편차 4.4)세였다. Shapiro-Wilk test를 통해 피험자 데이터의 정규성을 확인하였다. 피험자의 소음민감도 평균점수는 81.3(표준편차 14.4)점으로, 이 점수는 소음민감도가 낮은 집단과 높은 집단을 구분하는 데 사용되었다. 소음민감도가 낮은 집단(남성 6명 여성 3명)의 나이는 26.0(표준편차 4.1)세였으며 평균 소음민감도 점수는 69.3(표준편차 9.3)점이었다. 소음민감도가 높은 집단(남성 5명 여성 4명)의 나이는 27.8(표준편차 4.8)세였으며 평균 소음민감도 점수는 93.2(표준편차 5.7)점이었다.

3. 결 과

Fig. 8은 각 클립이 제시되었을 때 피험자들이 내부 소음에 대해 응답한 신경쓰임 정도의 평균값을 나타

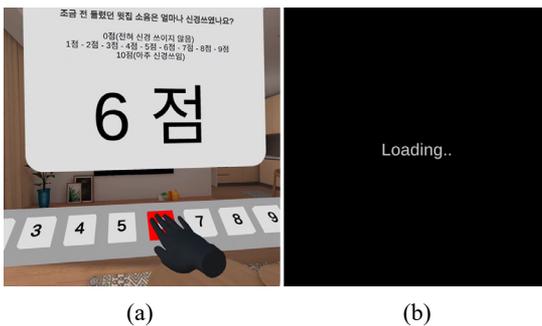


Fig. 7 The question for annoyance rating (a), and the 5-second blank screen shown between two clips (b)

낸다. 1번 클립(default)에서 시각·음향요소 변화에 따라 2번~14번 클립에서 신경쓰임 정도가 얼마나 변했는지 알아보기 위해 반복측정분산분석을 실시하였다(Table 3, 4). 분석 결과, 3번(어두운 무채색; $F(1,17) = 5.390, p < 0.05$), 4번(고층; $F(1,17) = 4.335, p < 0.1$), 5번(밤시간대; $F(1,17) = 5.272, p < 0.05$), 8번(유채색 및 고층; $F(1,17) = 3.097, p < 0.1$), 12번(고층 및 밤시간대; $F(1,17) = 5.100, p < 0.05$), 13번(고층 및 도로교

통소음; $F(1,17) = 4.749, p < 0.05$) 클립에 대한 피험자의 신경쓰임 정도 변화가 유의미한 수준이었음을 확인하였다. 특히 해당 클립을 제시하였을 때 피험자의 평균 신경쓰임 정도가 모두 상승하였다(Table 4). 또한 외부 시각환경을 밤시간대로 변경했을 때(5, 12번 클립) 신경쓰임 정도에 유의미한 증가를 확인하였다. 이는 동일한 소음이라도 밤시간대에는 소음에 대한 개인의 수인한도가 낮아질 수 있음을 시사한다.

시각요소의 변화를 통해 신경쓰임 정도가 바뀐 경우를 살펴보면 3, 4, 5, 8, 12번 클립의 신경쓰임 정도가 유의미하게 상승하였다. 또한, 2번(유채색)과 9번(어두운 무채색 및 고층) 클립의 경우 통계적으로 유의미하지는 않았지만 신경쓰임의 정도는 증가한 것으로 나타났다. 선행 연구를 통해 소음원의 시각적 심미성에 대한 개인의 태도가 해당 소음에 대한 부정적 반응에 영향을 미칠 가능성에 대해 보고된 바 있다^(20,21). 이와 같이, 시각요소의 변화가 개인의 태도에 영향을 주어 주택 내부소음에 대한 반응에도 조절효과를 미친 것

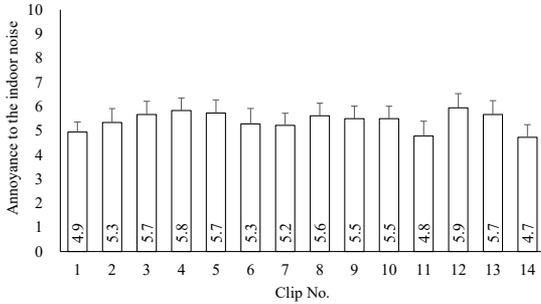


Fig. 8 Mean annoyance ratings reported by the participants; error bars indicate standard errors

Table 3 Results of the repeated measures ANOVA

Clip No.	Changes made to the default	F	p	η^2
2	VI ¹	1.045	0.321	0.058
3	VI	5.390	0.033	0.241
4	VO ²	4.335	0.053	0.203
5	VO	5.272	0.035	0.237
6	AO ³	0.586	0.454	0.033
7	AO	0.383	0.544	0.022
8	VI, VO	3.091	0.097	0.154
9	VI, VO	2.457	0.135	0.126
10	VI, AO	2.335	0.145	0.121
11	VI, AO	0.191	0.668	0.011
12	VO, VO	5.100	0.037	0.231
13	VO, AO	4.749	0.044	0.218
14	VO, AO	0.654	0.430	0.037

¹VI = Visual settings changed in the indoor; ²Visual settings changed in the outdoor; ³AO = auditory settings changed in the outdoor; ⁴CR = child's running; ⁵RTN = road traffic noise; ⁶WFS = water flowing sound

Table 4 Mean differences of annoyance ratings compared with those of Clip 1 estimated by pairwise comparisons (* $p < 0.1$; ** $p < 0.05$)

Clip No.	Changes made to the default	Mean difference (compared with Clip 1)	Standard error
2	VI ¹	0.30	0.35
3	VI	0.65**	0.28
4	VO ²	0.70*	0.41
5	VO	0.75**	0.31
6	AO ³	0.35	0.39
7	AO	0.25	0.40
8	VI, VO	0.60*	0.34
9	VI, VO	0.45	0.33
10	VI, AO	0.50	0.33
11	VI, AO	-0.15	0.35
12	VO, VO	0.95**	0.40
13	VO, AO	0.70**	0.30
14	VO, AO	-0.20	0.25

¹VI = Visual settings changed in the indoor; ²Visual settings changed in the outdoor; ³AO = auditory settings changed in the outdoor; ⁴CR = child's running; ⁵RTN = road traffic noise; ⁶WFS = water flowing sound

인지에 대해 향후 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다. 아울러, 이 연구는 각 시각요소에 대한 개인의 선호도는 조사하지 않았으므로, 향후 연구에서는 이를 함께 고려할 필요가 있다.

소음민감도에 따른 반응 차이를 살펴보았다. Fig. 9에서 나타내는 바와 같이 두 집단 간 응답의 정도가 확연히 차이나는 것을 볼 수 있다. 소음민감도에 따라 바닥충격음에 대한 주관적 반응에 차이가 있음은 선행된 실험실 연구들^(22,23)에서도 보고된 결과이다. 반복측정분산분석 결과, 소음민감도가 낮은 집단의 신경쓰임 정도가 유의미하게 변화한 클립은 4번(고층; $F(1,8) = 4.990, p < 0.1$), 6번(도로교통소음; $F(1,8) = 4.414, p < 0.1$), 14번(고층, 도로교통소음과 물소리; $F(1,8) = 3.571, p < 0.1$) 클립이었다. 소음민감도가 높은 집단의 경우 3번(어두운 무채색; $F(1,8) = 6.127, p < 0.05$), 6번(도로교통소음; $F(1,8) = 9.561, p < 0.05$), 8번(유채색 및 고층; $F(1,8) = 9.308, p < 0.05$), 13번(고층 및 도로교통소음; $F(1,8) = 5.263, p < 0.1$) 클립에

대한 피험자의 신경쓰임 정도 변화가 유의미한 수준이었다.

소음민감도가 낮은 집단에게 도로교통소음을 추가로 제시한 경우(6번 클립) 내부소음에 대한 신경쓰임 정도가 감소하였다. 도로교통소음과 물소리가 함께 제시된 11번 클립에 대해서도 통계적으로 유의미한 값은 아니었지만 신경쓰임 정도가 감소한 것을 확인하였다. 반면, 소음민감도가 높은 집단은 도로교통소음이 제시된 6번과 13번 클립에서 내부소음에 대한 신경쓰임 정도가 증가했음을 확인할 수 있었다. 종합적인 경향성을 볼 때 소음민감도가 높은 집단은 외부에서 소리가 들리는 경우 더 높은 신경쓰임 정도를 보고했다는 점은 눈여겨볼만 하다. 특별히, 외부 도로교통소음이 추가된 6번 클립의 결과를 살펴보면, 소음민감도가 낮은 집단은 해당 클립에 대한 신경쓰임 정도를 14개 클립 중 가장 낮게 응답한 반면, 소음민감도가 높은 집단은 해당 클립에 대한 신경쓰임 정도를 가장 높게 응답하였다. 이와 같은 결과는 소음민감도가 낮은 집단에게 외부소음은 내부소음에 대한 ‘마스킹 효과’를 가지는 반면 소음민감도가 높은 집단에게 외부소음은 내부소음에 대한 불쾌감을 상승시키는 ‘조절 효과’를 가졌을 수 있다고 해석할 수 있다. 하지만 이 연구의 피험자 수 등을 고려할 때 이를 검증할 수 있는 추가적인 연구가 필요하다고 여겨진다. 선행 연구 중 개방형 사무실의 소음 노출과 업무 성취도 간 관계를 살펴보았을 때 소음에 더 민감한 사람들이 성취도 저하를 보이고 해당 음환경에 대한 부정적인 인식을 더 많이 보고하는 것으로 나타났다⁽²⁴⁾. 이와 같이, 이 연구에서 소음에 민감한 피험자들의 경우 외부소음 노출로 인한 부정적 음환경 인식이 실내소음 인식에 영향을 주었을 수 있다.

4. VR의 활용도

VR 청감실험의 활용도를 알아보기 위해 실험이 끝난 후에는 각 피험자에 대해 실험에 참여한 경험에 대한 인식조사를 실시하였다. 피험자들마다 실험에 참여하면서 느낀 점이나 생각한 바를 자유롭게 기술하도록 요청하였다. 조사 시간은 10분~30분 정도 소요되었다. 수집한 자료를 VR 청감실험의 장점과 단점으로 분류하였다. 형태소 분석을 통해 해당 자료의 전처리 작업을 거친 뒤 이에 대한 빈도분석을 실시하

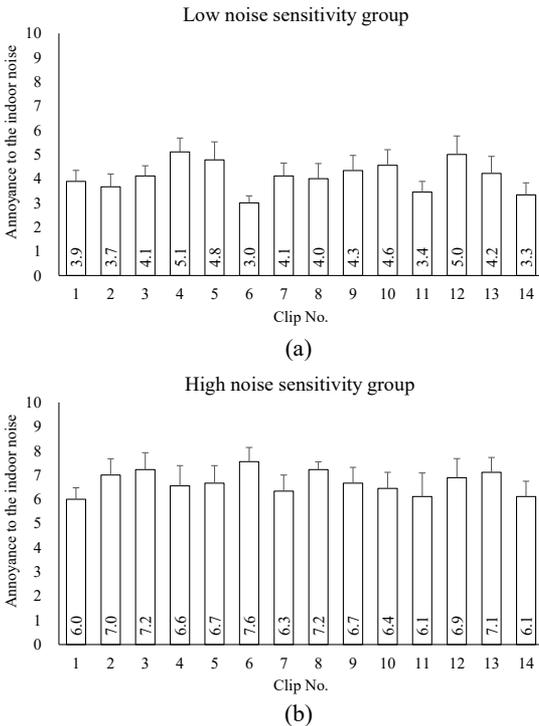


Fig. 9 Mean annoyance ratings reported by the low (a) and high (b) noise sensitivity groups; error bars indicate standard errors



Fig. 10 Benefits (top) and disadvantages (bottom) of the VR laboratory test

였다. Fig. 10은 해당 빈도분석 결과를 워드클라우드로 도출한 것이다(분석 및 이미지 추출은 온라인 텍스트분석툴 KoALA 사용).

4.1 VR 활용의 장점

Fig. 10에서 보여주는 바와 같이 VR 청감실험의 대표적인 장점은 해당 기술을 활용해 실험 대상 공간을 구현한 몰입감과 관련된 것이었다. 피험자들은 VR 청감실험에 참여한 뒤 “실제 집에 있는 기분이었다”, “상당히 몰입되고 현실적이었다”, “진짜 집에서 들리는 층간소음처럼 생생하게 느껴졌다” 등 실험의 몰입감이나 현실감 등에 대해 보고하였다. 실험실 연구를 수행하는 주요 이유 중 하나는 연구자가 특정

요인을 관찰하기 위해 기타 요인은 효율적으로 통제할 수 있기 때문이다. 하지만 실험실 환경이 통제된 환경이기 때문에 여러 면에서 피험자들이 낮설게 느낄 수 있으며, 이는 피험자의 주관적 반응에 영향을 미칠 수 있다. 이 연구는 VR을 활용함으로써 통제된 실험실 조건(무향실)에서 최대한 ‘집’이라는 공간이 가진 특성을 제시함으로써 피험자들이 보다 실감나게 실험에 몰입할 수 있도록 하는데 도움이 되었다. 또한 층간소음에 대한 부정적 반응을 측정하고, 해당 반응이 소음민감도 집단에 따라 유의미한 차이를 보이는 것을 확인하였는데, 이로써 VR 청감실험이 기존 실험실에서 수행된 청감실험과 일관된 경향성을 도출한다는 점을 확인하였다.

선행 연구(25) 중 유선 VR 헤드셋을 사용한 연구를 살펴보면 헤드셋의 케이블이 생리반응 측정을 위한 전극 등과 마찰을 일으킬 가능성이 있어 피험자의 신체 움직임이 제한되었다고 보고된 바 있다. 이 실험에서 사용한 VR 헤드셋(Oculus Quest)은 독립형 무선 장비였으므로 피험자들이 자유롭게 움직일 수 있었다. 또한 헤드셋에 내장된 카메라가 제공하는 핸드트래킹 기능을 활용해 피험자들은 손쉽게 주관적 반응 척도의 점수를 선택할 수 있었다. 이에 피험자가 별도의 컨트롤러를 사용할 필요가 없었으므로 컨트롤러 사용 연습 등에 드는 실험 소요 시간도 절약할 수 있었다.

4.2 VR 활용의 단점 및 개선 필요사항

피험자들이 보고한 VR 청감실험의 단점 중 대표적인 내용은 VR 헤드셋 착용에 대한 것이었다. 피험자들은 “장시간 참여할 경우 집중력이 떨어질 것 같다”, “갈수록 기기가 무겁게 느껴졌다”, “헤드폰(VR 헤드셋)을 계속 끼고 있으니 얼굴이 아프게 느껴졌다” 등 VR 헤드셋의 착용으로 인한 불편감과 피로도에 대해 보고하였다. 헤드셋의 무게는 571 g이었다. 이 실험은 1시간 이내에 끝나도록 설계되었고 중간에 피험자가 원할 때마다 쉬는 시간을 가질 수 있었다. 그럼에도 불구하고 피험자들은 시간이 흐를수록 자신의 머리, 얼굴, 목 등으로 전달되는 헤드셋의 무게가 피로감을 야기할 수 있다. 물론 VR 헤드셋을 조금 느슨하게 착용하면 무게감을 덜 느낄 수 있다. 그러나 헤드셋 스트랩을 최대한으로 조여 머리에 확실히 고정되게끔 착용해야 화면이 선명하게 보이기 때문에 피험자들은 머리와 얼굴에 압박감을 느낄 수 있다.

VR 헤드셋을 사용할 경우, 해당 장비가 가진 유용한 기능을 겸비하면서 동시에 가벼운 장비를 활용하는 것이 중요할 것으로 사료된다. VR 실험 수행 시 피험자의 피로도 최소화를 위해 실험 소요시간을 적절히 안배할 수 있도록 해야 한다. 또한 헤드셋을 사용하지 않고 돔(dome)이나 룸(room) 형태의 VR CAVE를 활용할 경우 해당 공간이 가지는 공간감 등으로 인해 보다 효율적인 몰입감 형성이 가능할 것으로 사료된다.

5. 결 론

이 연구는 외부 음환경, 시간환경, 그리고 개인의 소음민감도에 따라 피험자의 내부소음 인식이 어떻게 바뀌는지 알아보았다. 실험 결과, 주택 내부와 외부 시각 요소의 변화 및 외부 음환경이 내부소음에 대한 신경쓰임 정도에 일부 영향을 주는 것으로 나타났다. 개인의 소음민감도는 각자의 반응에 유의미한 영향을 미치는 것으로 나타났다. 소음에 덜 민감한 사람들은 주변 음환경에 영향을 받아 실내 소음에 대한 부정적 반응이 감소되는 반면 소음에 민감한 사람들은 주변 소음이 존재할 때 실내 소음에 대해 더 높은 부정적 반응을 보고한 것을 확인하였다. 이러한 연구 결과는 향후 주택 내·외부 사운드스케이프 연구에 기반이 될 수 있으며, 개인별 맞춤형 사운드마스킹 디자인이 필요함을 시사한다.

아울러, 이 연구는 VR을 활용함으로써 기존 청감실험 방법의 제한사항을 보완할 수 있는 방법을 모색하였다. 특별히, 피험자가 통제된 실험실 환경에서 VR 헤드셋을 착용함으로써 시각적으로는 주택 내부와 유사한 환경에 노출되어 현장감 및 몰입감을 느낌과 동시에 실험실의 물리적 공간 내부에는 통제된 환경을 구현할 수 있었다.

이 연구에서는 개인의 성격요인으로 소음민감도만 고려했지만 향후 연구를 통해 시각요소에 대한 개인의 선호도, 시간환경에 대한 개인의 민감도 등을 함께 고려함으로써 그 방향을 확대할 수 있을 것이다. 더불어, 주변의 시각 및 음환경뿐 아니라 주거 환경을 구성하는 복합적인 환경요인(온도, 습도, 빛 환경 등)을 함께 고려해 주택 내부의 통합적 쾌적성을 향상시키는 것이 주택 내부소음 인식을 개선하는 데에도 영향을 미치는지에 대한 연구가 필요하다고 사료된다.

후 기

이 연구는 한국건설기술연구원 주요사업 연구비지원(20200423-001)에 의해 수행되었습니다.

References

- (1) Rice, C. G., 1996, Human Response Effects of Impulse Noise, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 190, No. 3, pp. 525-543.
- (2) Cohen, J., Cohen, P., West, S. G. and Aiken, L., 2003, *Applied Multiple Regression/Correlation Analysis for the Behavioral Sciences* (3rd ed.), Lawrence Erlbaum Associates, Publishers. Mahwah, NJ.
- (3) Yu, N., Cai, J., Xu, X., Yang, Y. and Sun, J., 2020, Masking Effects on Subjective Annoyance to Aircraft Flyover Noise: An Fmri Study, *Human Brain Mapping*, Vol. 41, No. 12, pp. 3284-3294.
- (4) Haapakangas, A., Kankkunen, E., Hongisto, V., Virjonen, P., Oliva, D. and Keskinen, E., 2011, Effects of Five Speech Masking Sounds on Performance and Acoustic Satisfaction. Implications for Open-plan Offices, *Acta Acustica United with Acustica*, Vol. 97, No. 4, pp. 641-655.
- (5) Hongisto, V., Varjo, J., Oliva, D., Haapakangas, A. and Benway, E., 2017, Perception of Water-based Masking Sounds-long-term Experiment in an Open-plan Office, *Frontiers in Psychology*, Vol. 8, p. 1177.
- (6) Kim, J. H., Song, H. S., Lee, S. M., Park, H. S., Lee, W. Y., Cho, S. K. and Ryu J. K., 2019, Investigation on Masking Effect of Artificial and Natural Sounds on Floor Impact and Drainage Noises, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 6, pp. 714-721.
- (7) Heo, J. Y., You, J. and Jeon, J. Y., 2010, Investigation of Masking Effect of Water Sounds on Road Traffic Noise Using Semantic Differential Method, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 548-549.
- (8) Pedersen, E. and Larsman, P., 2008, The Impact of Visual Factors on Noise Annoyance Among People Living in The Vicinity of Wind Turbines, *Journal of Environmental Psychology*, Vol. 28, No. 4, pp. 379-389.
- (9) Sun, K., de Coensel, B., Sanchez, G. M. E., van

Renterghem, T. and Botteldooren, D., 2018, Effect of Interaction Between Attention Focusing Capability and Visual Factors on Road Traffic Noise Annoyance, *Applied Acoustics*, Vol. 134, pp. 16~24.

(10) Laszlo, H. E., McRobie, E. S., Stansfeld, S. A. and Hansell, A. L., 2012, Annoyance And Other Reaction Measures to Changes In Noise Exposure? A Review, *Science of the Total Environment*, Vol. 435, pp. 551~562.

(11) Park, S. H., Lee, P. J. and Yang K. S., 2016, Perception and Reaction to Floor Impact Noise in Apartment Buildings: A Qualitative Approach, *Acta Acustica United with Acustica*, Vol. 102, No. 5, pp. 902~911.

(12) Kim, J. H., Song, H. S., Lee, S. M., Kim, S. H. and Ryu J. K., 2020, Non-acoustical Factors Affecting Annoyance by Floor Impact Noise in Apartment, *Proceedings of the KSAE 2020 Annual Autumn Conference*, p. 88.

(13) Zimmer, K. and Ellermeier, W., 1999, Psychometric Properties of Four Measures of Noise Sensitivity: A Comparison, *Journal of Environmental Psychology*, Vol. 19, No. 3, pp. 295~302.

(14) Öhrström, E., Björkman, M. and Rylander, R., 1988, Noise Annoyance with Regard to Neurophysiological Sensitivity, Subjective Noise Sensitivity and Personality Variables, *Psychological Medicine*, Vol. 18, No. 3, pp. 605~613.

(15) Job, R. S., 1999, Noise Sensitivity as a Factor Influencing Human Reaction to Noise. *Noise and Health*, Vol. 1, No. 3, pp. 57~68.

(16) Park, S. H., Lee, P. J. and Lee, B. K., 2017, Levels And Sources of Neighbour Noise in Heavyweight Residential Buildings in Korea, *Applied Acoustics*, Vol. 120, pp. 148~157.

(17) Weinstein, N. D., 1978, Individual Differences in Reactions to Noise: A Longitudinal Study in a College Dormitory, *Journal of Applied Psychology*, Vol. 63, No. 4, pp. 458~466.

(18) Faul, F., Erdfelder, E., Lang, A. G. and Buchner, A., 2007, G* Power 3: A Flexible Statistical Power Analysis Program for the Social, Behavioral, and Biomedical Sciences, *Behavior Research Methods*, Vol. 39, No. 2, pp. 175~191.

(19) Cohen, J., 1992, A Power Primer, *Psychological Bulletin*, Vol. 112, No. 1, pp. 155~159.

(20) Klæboe, R. and Sundfør, H. B., 2016, Windmill

Noise Annoyance, Visual Aesthetics, and Attitudes Towards Renewable Energy Sources, *International Journal of Environmental Research and Public Health*, Vol. 13, No. 8, p. 746.

(21) Van den Berg, A. E., Koole, S. L. and van der Wulp, N. Y., 2003, Environmental Preference and Restoration: (How) Are They Related?, *Journal of Environmental Psychology*, Vol. 23, No. 2, pp. 135~146.

(22) Ryu, J. K. and Jeon, J. Y., 2011, Influence of Noise Sensitivity on Annoyance of Indoor And Outdoor Noises in Residential Buildings, *Applied Acoustics*, Vol. 72, No. 6, pp. 336~340.

(23) Park, S. H., Lee, P. J. and Jeong, J. H., 2018, Effects of Noise Sensitivity on Psychophysiological Responses To Building Noise, *Building and Environment*, Vol. 136, pp. 302~311.

(24) Haapakangas, A., Hongisto, V., Hyönä, J., Kokko, J. and Keränen, J., 2014, Effects of Unattended Speech on Performance and Subjective Distraction: The Role of Acoustic Design in Open-plan Offices, *Applied Acoustics*, Vol. 86, pp. 1~16.

(25) Park, S. H., Lee, P. J., Jung, T. and Swenson, A., 2020, Effects of The Aural And Visual Experience on Psycho-physiological Recovery in Urban and Rural Environments, *Applied Acoustics*, Vol. 169, p. 107486.



human well-being in built environments.

Kyoung-Woo Kim received Ph.D. in architecture engineering from Hanyang university in 2009. He is working at KICT(Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology) as a Research Fellow. His research interests are floor impact sound, vibration, insulation and absorption in architecture environment.



Variational Autoencoder를 이용한 데이터 및 지식기반 회전기기 이상 진단 Data & Knowledge-based Anomaly Detection of Rotating Machine Using Variational Autoencoder

서 윤 호[†] · 마 평 식* · 우 정 한* · 선 경 호* · 김 병 옥* · 김 봉 석**

Yun-Ho Seo[†], Pyung-Sik Ma*, Jung-Han Woo*,
Kyung-Ho Sun*, Byung-Ok Kim* and Bong-Suk Kim**

(Received February 15, 2021 ; Revised March 30, 2021 ; Accepted March 30, 2021)

Key Words : Artificial Intelligence(인공지능), Anomaly Detection(이상 진단), Variational Autoencoder(VAE), Health Index(건강성 지수), Vibration Monitoring(진동 감시), Diagnosis(진단)

ABSTRACT

As machine learning and artificial intelligence technologies become popular, various techniques are being developed for the automation of vibration-based condition monitoring and diagnosis. Variational autoencoder (VAE) is one of the models that generate new data based on training data. It automatically extracts important features by reducing the dimension of data during training. This characteristic enables it to represent the difference between multidimensional data as a single variable, and it can be directly applied to anomaly detection of machines. In addition, the importance of information for anomaly detection can be easily adjusted by the weight of the input data; anomaly detection based on user's knowledge rather than a simple data driven method is more suitable for the industrial field.

1. 서 론

회전 기계는 동력 전달의 용이함과 에너지 변환의 간편함으로 인해 현대 산업 사회에서 없어서는 안 되는 기계이다. 이에 따라 회전 기계의 운전 신뢰성 확보는 국부적으로 기계 성능 유지에 따른 공정의 가동을 보증할 뿐만 아니라, 산업 전체적으로 경제성과 연결되어 있어서, 산업 경쟁력 향상의 중요한 요인이

되고 있다. 일반적으로 회전 기계는 윤활, 열화상 및 초음파 등 다양한 물리량에 의하여 기계 감시가 가능하지만, 회전 운동이라는 특징 때문에 진동에 의한 감시/진단 기술이 각광받아 왔다^(1,2). 단순히 진동의 실효치(크기)를 감시하는 기술부터 다양한 신호 처리 기법에 의해 효과적인 특징(feature)을 추출하여 감시 및 진단을 수행하는 다양한 기술이 개발되었다⁽³⁻⁶⁾.

이와 같은 기계 진단 기술에 신경망으로 대표되는 기계학습기법은 진단의 자동화라는 관점에서 20여

[†] Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Machinery & Materials, Senior Researcher
E-mail : yhseo@kimm.re.kr

* Member, Korea Institute of Machinery & Materials, Senior Researcher

** SGC Energy, Researcher

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

‡ Recommended by Editor Yong Hwa Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

년 전부터 많은 시도가 있었으며, 성공적으로 산업에 적용되었다(7-10). 최근 인공지능 기술의 급격한 발전에 힘입어 진동기반 기기 상태감시 및 진단 기술의 자동화를 위한 기계학습 기법의 새로운 전기가 마련되고 있으며, 다양한 기술개발이 진행되고 있다. 전문가에 의한 다양한 분석 및 경험을 이용해 효과적인 진동의 특징을 추출하고, 이를 기반으로 기기의 상태를 진단하고 예측하는 전통적인 방법에서 벗어나, 영상을 이용하거나 주파수 분석과 같은 간단한 분석결과만을 이상 진단 모델의 입력으로 사용하여 상태를 진단하는 기법들이 개발되고 있다(11).

Variational autoencoder(VAE)(12)는 데이터를 기반으로 새로운 데이터를 생성하는 모델의 하나로써, 학습 중 데이터의 차원을 축소하여 중요한 특징만을 자동적으로 추출하는 특성을 가지고 있다. 이와 같은 특성은 잘 학습된 VAE에 새로운 데이터를 입력으로 사용했을 때, 중요 특징 공간으로의 투영(projection)된 데이터를 출력으로 얻을 수 있도록 한다. 따라서 입력 데이터와 출력 데이터의 차이를 이용하여, 현재 측정 데이터가 학습에 사용된 데이터와 얼마나 다른지를 판단할 수 있고, 이를 기계 이상 진단에 직접적으로 적용 가능하다. 이와 같은 학습은 정상 데이터만으로 이상 진단을 수행할 수 있다는 장점을 지니고 있어서, 실제 고장 데이터 획득이 불가능한 대형 기계시스템의 진동기반 진단에 효과적으로 적용될 수 있다. 또한, VAE 학습 과정에서 입력과 출력에 대한 차이를 손실 함수(loss function)로 정의하는데, 이 손실 함수를 이상 점수(anomaly score)로 정의하면, 다차원(multi-dimensional) 데이터를 하나의 단일 지수로 변환하여 이상 진단을 수행할 수 있다.

이 논문에서는 VAE를 이용한 이상 진단의 절차를 설명하며, 이 때 이상 점수 정의 및 기준값 설정에 대하여 제안한다. 또한, VAE의 수학적 배경에 내재된 가중치 부가에 대한 원리를 설명하고, 이를 이용하여 데이터 기반의 이상 진단이 아닌 전문가의 지식이 반영된 이상 진단 기술을 제안한다. 마지막으로 스팅터빈발전기에서 획득한 다채널 진동데이터를 이용하여, 제안된 이상 진단 기술을 적용하고 효율성을 보인다.

2. Variational Autoencoder(VAE)를 이용한 이상 진단

Variational autoencoder(VAE)는 기계학습의 데이

터 생성 기법의 하나로써, Fig. 1과 같이(1,3) 다차원 통계적(stochastic) 데이터를 은닉 변수(latent value)로 변환하는 인코더(encoder)와 은닉 변수를 다시 다차원의 데이터로 생성하는 디코더(decoder) 구조를 가지고 있다. 여기에서 은닉 변수도 입/출력 데이터와 마찬가지로 통계적 특성을 갖는 랜덤 변수(random variable)이다. 이와 같은 VAE는 일반적으로 어떤 다차원 데이터를 작은 차원으로 압축하고 다시 확장함으로써, 데이터의 중요하지 않은 부분은 제거하고 핵심적인 정보만을 갖는 부분만을 남기는 필터링의 역할을 할 수 있다. 이와 같은 특성을 이용하면, 다차원의 신호의 이상을 확인할 수 있으며, 기계 상태감시를 위한 이상 진단 방법으로 활용이 가능하다.

VAE 구조 중 Fig. 2의 인코더 부분과 디코더 부분은 해석적으로 풀기 어려운 구조(intractable)이며, 이에 수치적으로 이들을 다룰 수 있도록 가중치(weight)와 절편(bias) 및 활성화 함수(activation function)로 이루어진 신경망(neural network)으로 근사화하는 것이 일반

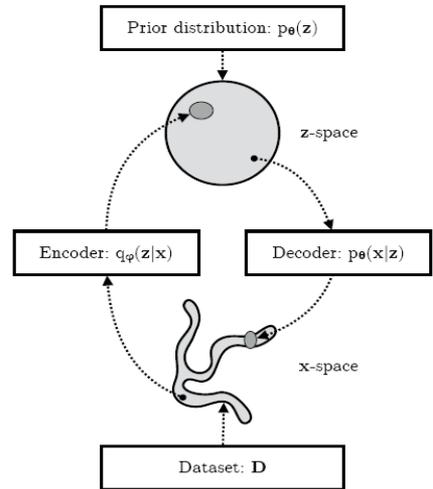


Fig. 1 Concept of variational autoencoder

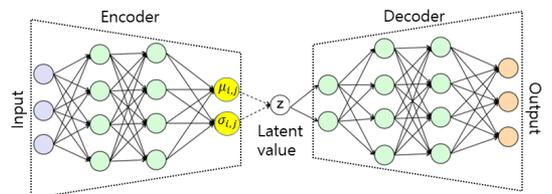


Fig. 2 Structure of variational autoencoder

적이다. 최근 신경망 기술의 고도화에 따라 다수의 층(layer)을 갖는 깊은(deep) 신경망 구조가 많이 사용되고 있으며, 이에 대한 자세한 사항은 참고문헌⁽¹²⁾에 설명되어 있다.

VAE는 식 (1)과 같은 손실 함수를 최소화하여 모델을 얻을 수 있다.

$$L(\phi, \theta, x_i) = -E_{q_\phi}[\log p_\theta(x_i|z)] + D_{KL}[q_\phi(z|x_i)|p_\phi(z|x_i)] \tag{1}$$

여기에서 $-E_{q_\phi}[\log p_\theta(x_i|z)]$ 는 Fig. 2의 입력(input)과 출력(output)의 오차(error)의 기댓값을 의미하며, $D_{KL}[q_\phi(z|x_i)|p_\phi(z|x_i)]$ 은 인코더의 실제 사후 확률 분포($p_\phi(z|x_i)$)와 근사화 확률 분포($q_\phi(z|x_i)$)의 유사한 정도를 나타내는 쿨백-라이블러 발산(Kullback-Leibler divergence)이다. 사전 확률 분포 및 출력의 확률 분포를 가우시안(Gaussian) 분포로 가정한다면, 식 (1)은 식 (2)로 변환할 수 있다.

$$L(\phi, \theta, x_i) = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^D \left[\log(\sigma'_{i,j}) + \frac{(x_{i,j} - \mu'_{i,j})^2}{\sigma'^2_{i,j}} \right] - \frac{1}{2} \sum_{j=1}^J (1 + \log \sigma^2_{i,j} - \mu^2_{i,j} - \sigma^2_{i,j}) \tag{2}$$

여기에서 $\mu'_{i,j}$ 와 $\sigma'^2_{i,j}$ 는 각각 출력 데이터의 평균 및 분산을 각각 의미하며, D 는 입/출력 데이터의 차원(벡터 크기)이다. $\mu_{i,j}$ 와 $\sigma^2_{i,j}$ 은 은닉 변수의 평균과 분산이며, J 는 은닉 변수의 차원을 각각 의미한다.

출력 데이터의 평균($\mu'_{i,j}$)은 일반적으로 일정값으로 정해질 수 있으나, 분산($\sigma'^2_{i,j}$)은 VAE를 설계하는 과정에서 전문가가 그 값을 선택할 수 있다. 즉, 학습 데이터를 이용하여 VAE를 학습하는 과정에서 분산($\sigma'^2_{i,j}$)을 임의로 조정할 수 있는 변수(user parameter)로 선정하여, 원하는 부분에 가중치를 부여할 수 있다. 이는 학습된 VAE가 출력(생성)하는 데이터의 분산을 임의로 결정할 수 있다는 것을 의미한다. 예를 들어 D 차원을 갖는 데이터에서 전문가가 원하는 요소들에게 가중치를 부여하여, 이를 중요시 여기는 이상 진단 모델을 구축할 수 있는 것이다. 이는

VAE를 이용한 이상 진단 모델이 학습 데이터 기반으로 구축되지만, 전문가의 의도를 반영할 수 있다는 것을 의미한다. 이 논문에서는 입력 데이터로 진동 스펙트럼을 이용하는데, 미리 주요한 주파수 대역을 정하면, 이에 적절한 가중치(분산)를 선정하여, 진단 모델 학습 과정에서 손실 함수 정의에 반영할 수 있다(Fig. 3 참조). 이와 같은 방법은 데이터 기반이 주를 이루는 기계학습 기반 이상 진단 기술에 알려진 지식 또는 경험을 진단 모델에 추가할 수 있는 바탕이 된다.

VAE를 이용한 이상 진단 모델이 정상 데이터를 이용하여 학습되면, 식 (2)에서 정의된 손실 함수를 이상 점수(anomaly score)로 이용 가능하며, 이상 진단을 실시할 수 있다. 앞서 설명한 것과 같이, 손실 함수의 최소화는 학습(정상) 데이터와의 오차를 작게 만들고, 데이터의 확률 분포를 최대한 유사하게 만드는 것이기 때문에, 손실 함수의 값이 어떤 기준값 이상이 되면, 대상 기기에 이상이 있다고 판단할 수 있다. 기준값은 기존의 경험을 통해 절대적인 값을 이용할 수 있으나, 기기마다 설치 상태 및 외부 환경에 대한 고려가 필요하기 때문에, 시운전 기간 동안 데이터 수집 이후 기준값을 정하는 방법이 효과적이다. 특히, 이상 점수는 운전 조건 및 외부 요인에 따라 변하게 되고, 이와 같은 변화가 확률 분포를 이루기 때문에, 분포 형태를 고려하여 결정하는

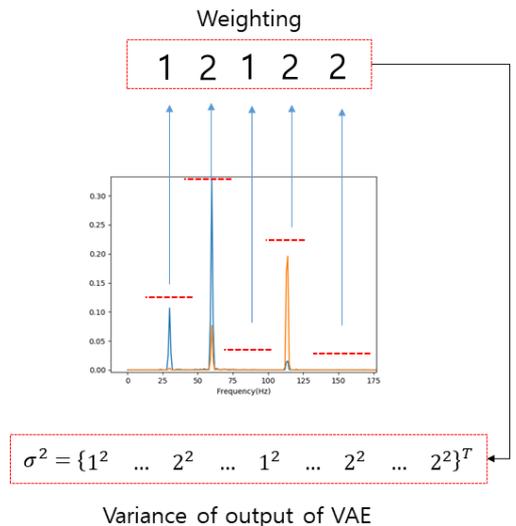


Fig. 3 Weighting of spectrum in VAE

것이 바람직하다.

학습(정상) 데이터를 이용한 이상 점수 분포는 데이터에 따라 다양한 형태를 가지고 있기 때문에 일반적인 분포를 정의하기 어렵다. 이에 다양한 확률 분포의 특성이 반영 가능한 편향된(skewed) 정규 분포의 형태의 Pearson type 3⁽¹⁴⁾의 확률 분포 함수로 곡선 맞춤을 실시한다. 정상 데이터를 학습 데이터로 이용했음을 고려하여, 누적 확률 분포(cumulative probability density)가 99.9% 이상인 지점을 이상 기준값으로 결정할 수 있다. 마지막으로 측정데이터로부터 이상 점수를 산출하고, 기준값과 비교함으로써 이상 진단을 수행할 수 있다.

3. 스팀터빈 발전기 진동 특성

앞서 제안한 이상 진단 방법을 30 MW급 스팀터빈 발전기(Table 1 참조)에 진동(가속도)을 측정(Fig. 4 참조)하여, 이상을 진단하는 시스템에 적용했다. 스팀터빈 발전기는 보일러로부터 스팀을 공급받아 터빈에서 회전운동에너지를 생성하고, 이 회전운동을 감속기를 통하여 감속(토크 증가)시킨 후 발전기를 통하여 전기를 생산한다. 스팀터빈 발전기는 전기를 생산하는 일정 회전속도(발전기 기준 약 30 Hz)에서 동작하는 기기로서, 회전운동에 의한 진동이 효율적인 기기 감시 변수로서 사용되어 왔다. 진동의 측정 지점

은 ISO 20816⁽¹⁵⁾에 기반하여, 각 부품의 베어링 부분으로 선정되었으며, 측정 물리량 또한 ISO 20816에 기반하여 진동 속도로 결정되었으며, 진동 속도 센서

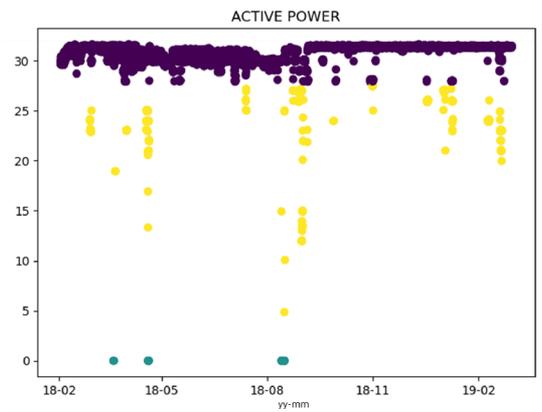


Fig. 5 Power of steam turbine generator

Table 2 Specification of vibration sensor

Manufacturer	Model No.	Frequency response range (±10%)	Frequency response range (-3 dB)	Resonance frequency
PCB	VO622B01	4 Hz~4500 Hz	3 Hz~9000 Hz	30 000 Hz

Table 3 Direction of vibration sensors

Position	Direction
Steam turbine NDE bearing	Horizontal
Steam turbine DE bearing	Horizontal
Gearbox body	Horizontal
Gearbox body	Vertical
Generator DE bearing	Horizontal
Generator NDE bearing	Horizontal

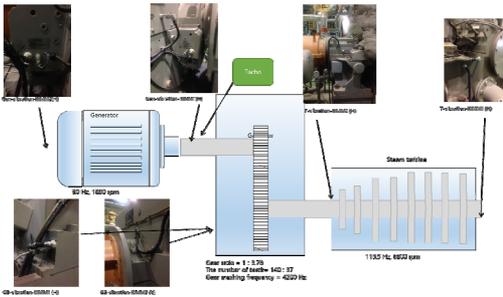


Fig. 4 Location of vibration sensors

Table 1 Specification of steam turbine generator

Steam turbine					Gear ratio	Generator		
Output power	Rotational speed	Admission steam pressure	Admission steam temperature	Outlet steam pressure		Rated voltage	Rated current	Rotational speed
30 540 kW	6800 r/min	88 bar	535 °C	10 bar	3.78 : 1	13 000 V	1548 A	1800 r/min

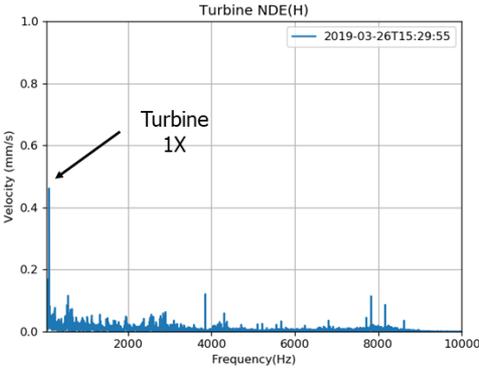


Fig. 6 Spectrum of turbine bearing

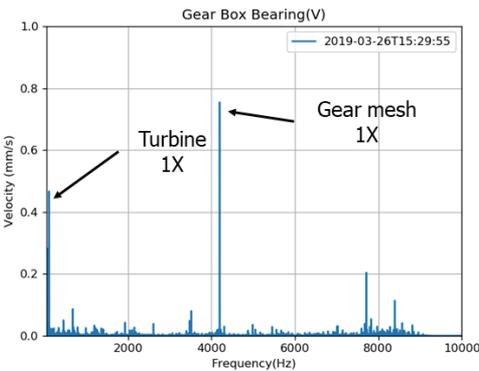


Fig. 7 Spectrum of gearbox bearing

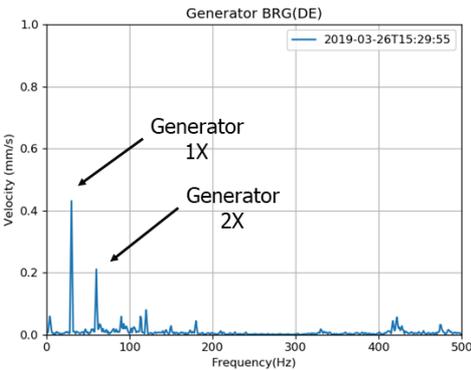


Fig. 8 Spectrum of generator bearing

의 상세 제원은 Table 2와 같다.

계절 변화가 기기에 미치는 영향을 고려할 수 있도록 데이터 획득은 2018년 2월부터 2019년 1월까지 1년 측정을 실시했으며, 진동 샘플링 주파수는 25600 Hz로 사용하여 약 10 000 Hz까지 데이터를 확인할 수 있도록 했다. Fig. 5는 데이터 획득 기간

중 발전량을 나타낸 그림으로서, 30 MW 정격 운전이 실시된 구간과 감발(발전량을 낮춤) 구간을 확인할 수 있으며, 발전기가 정지된 구간도 확인할 수 있다. 이 연구를 통해 개발된 이상 진단 기법을 검증하기 위하여, 정격 운전 구간을 정상으로 가정했으며, 정격 이하의 발전이 이루어진 상황을 이상으로 가정했다.

이상 진단에 사용되는 VAE는 입력/출력 데이터로 측정 진동 데이터의 스펙트럼을 사용한다. 앞서 언급한 것과 같이 회전기계의 대표적인 특성들을 스펙트럼을 통해서 확인 가능하기 때문이다⁽¹⁾. 데이터 획득 장비로부터 측정된 원래 신호(raw data)는 푸리에(Fourier) 변환을 통해 주파수 영역의 스펙트럼으로 변환했다. 이 때, 터빈/기어/발전기의 회전 주파수, 기어 맞물림 주파수 또는 베어링의 특성 주파수 등을 고려하여, 1 Hz 간격의 주파수 해상도를 갖도록 데이터 처리를 수행했다.

Figs. 6~8은 터빈, 감속기 및 발전기의 진동 스펙트럼을 각각 보여주고 있다. 터빈의 경우 회전 속도의 1차(6800 r/min, 113 Hz)의 성분이 주요 성분이며, 4000 Hz 이하에서 유동에 의한 광대역 진동이 관찰된다. 4000 Hz 부근에서 기어 맞물림 주파수(4200 Hz)의 측대역(sideband) 성분이 작게 나타나는 것을 볼 수 있는데, 이는 기어 맞물림 주파수에 터빈 회전속도가 변조되어 나타난 것이다. 이에 비해 감속기에서는 기어 맞물림 주파수(4200 Hz) 성분이 지배적으로 나타난다. 발전기는 회전속도의 1차(30 Hz), 2차(60 Hz)가 지배적이며, 이외의 주파수 성분은 거의 나타나지 않는다.

4. 스팀터빈 발전기 이상 진단

수집된 진동 스펙트럼은 VAE 학습의 효율성을 증가시키기 위하여, 학습 데이터 중 최대값을 이용하여 정규화(normalization)하고 입력 데이터로 사용했다. 이에 따라 VAE 입력은 61 440(1 Hz ~ 10 240 Hz)사이 1 Hz 해상도 스펙트럼 6채널개이며, 인코더(encoder)와 디코더(decoder)가 각각 2개의 층을 갖고, 출력 또한 61 440개의 스펙트럼을 갖는다. 활성화 함수로는 소프트플러스(softplus) 함수를 이용했으며, 각 층의 구조는 Table 4와 같다.

이 논문에서는 진동 데이터로부터 나타나는 협대역 진동 특성을 모두 반영하기 위하여 1 Hz 해상도 스펙

트럼을 입력으로 사용했으나, 대상 기기의 특성에 따라서 멜 스펙트럼(Mel spectrum), 옥타브밴드 파워 레벨, MFCC(Mel frequency cepstral coefficient) 등의 다양한 특징(feature)의 이용이 가능하다.

Fig. 9는 정상 데이터(30 MW 정격 출력, 4984개)를 이용하여 학습한 이후, 학습 데이터의 이상 점수(손실 함수 값)를 보여준다. 학습은 손실을 최소화하는 방향으로 진행되기 때문에 학습데이터에 대해서 일정한 크기의 이상 점수를 확인할 수 있으나, 각각 데이터의 국부적인 변화(기기 운전 조건의 미세한 변화)에 의하여,

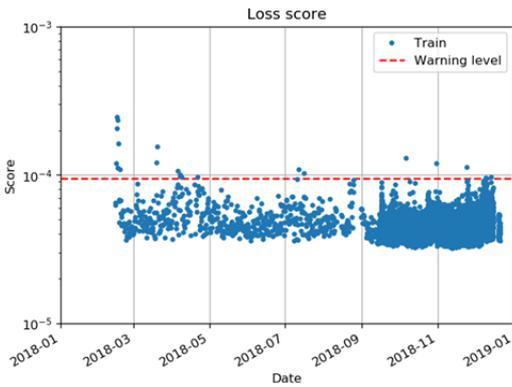


Fig. 9 Anomaly score(loss function) for training data

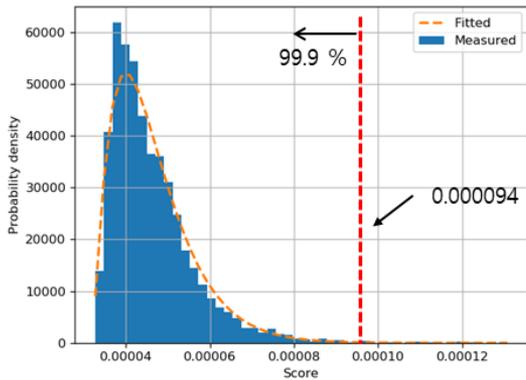


Fig. 10 Statistical distribution of loss function

Fig. 10과 같은 분포를 갖게 된다. 이에 앞서 절에서 제안한 것과 같이 pearson type 3의 확률 분포로 곡선 맞춤을 실시했으며, 누적 확률 99.9 % 값을 이상 진단 기준치(0.00094)로 사용했다. Fig. 9를 보면, 정상 데이터임에도 불구하고 이상으로 분류되는 지점이 존재하나, 이상 진단의 보수적인 접근을 위하여, 위와 같이 99.9 %의 값을 기준치로 사용했다.

앞의 학습 데이터와는 다른 2019년 2월부터 2019년 5월까지 데이터 1061개를 시험(test) 데이터로 사용했으며, 2018년에 발전이 정지된 상태 및 감발 상태에서의 데이터(222개)를 이상으로 가정하여 시험을 진행했다. 그 결과를 Fig. 11과 Table 5에 각각 정리하였으며, 정확도 94.5 %로 이상 진단이 이루어졌음을 확인할 수 있다. 실제 정상인 데이터를 이상으로 분류하는 경우는 극히 적으나, 실제 이상(감발)의 경우를 정상으로

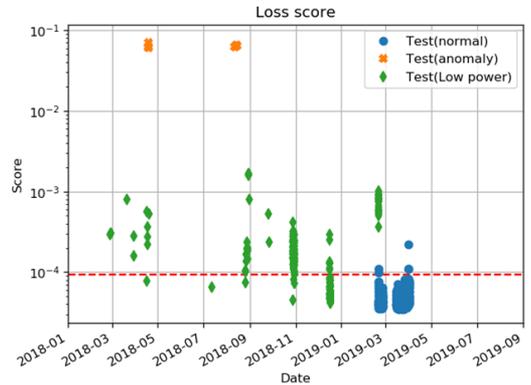


Fig. 11 Anomaly score(loss function) for test data without weighting

Table 5 Confusion matrix of anomaly detection

	Actual normal	Actual abnormal
Predicted normal	1056	66
Predicted abnormal	5	156

Table 4 Structure of variational autoencoder

Encoder			The number of latent values	Decoder		
The number of layers	The number of neurons in 1 st layer	The number of neurons in 2 nd layer		The number of layers	The number of neurons in 1 st layer	The number of neurons in 2 nd layer
2	100	50	20	2	50	100

판단하는 경우가 많은 것을 확인할 수 있다. 이는 감발의 정도에 따라 정상 상태(정상 출력)와 유사한 상태가 존재하기 때문으로 판단된다.

2019년 4월 이후 스팀터빈 발전기는 정상적인 운전을 지속했으나, Fig. 12와 같이 기어박스 수직 센서에 이상이 생긴 현상이 관찰되었다. 이 경우 센서 데이터 저주파수 성분으로 인해 Fig. 13과 같이 이상 점수가 크게 나타난다. 그러나 비록 센서의 문제로 인해 정상적인 신호가 들어오지 않았으나, Fig. 14와 같이 스펙트럼을 살펴보면 기어 맞물림 주파수(4200 Hz) 성분은 조금 측정이 되었음을 확인할 수 있다. 이에 따라 기어 맞물림 주파수 성분이 있는 3000 Hz ~ 5000 Hz 주파수 영역의 분산 ($\sigma_{i,j}^2$)을 0.1로 하여 그 주파수 영역의 가중치(3.16)를 높여서 학습 후 이상 진단을 실시하면, Fig. 15와 같이 정상으로 진단 결과가 나타남을 확인할 수 있

다. Fig. 13과 15는 다른 손실 함수에 의해 학습되었으므로, 다른 확률 분포를 갖게 되고 서로 다른 이상 기준값이 도출되었다.

앞서 모든 주파수 대역에 같은 가중치를 준 결과

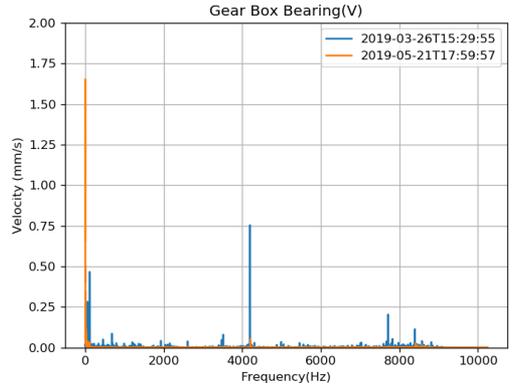


Fig. 14 Spectra of normal & abnormal sensors

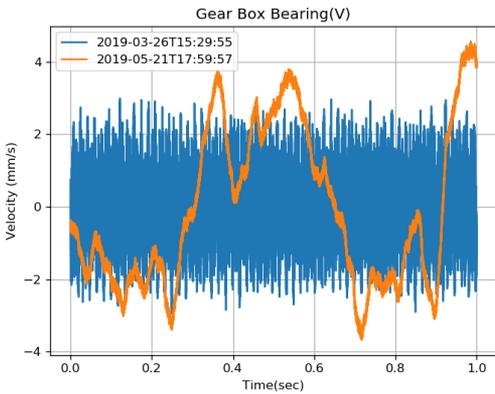


Fig. 12 Normal & abnormal vibration signals

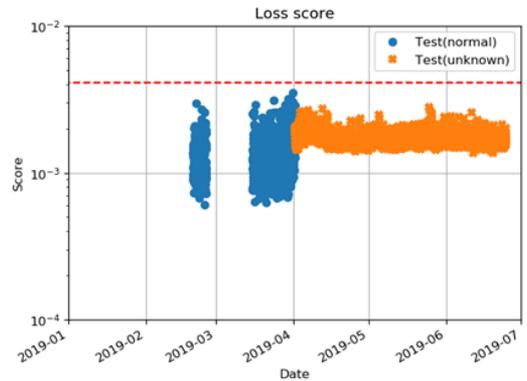


Fig. 15 Anomaly score of abnormal sensor data with weighting

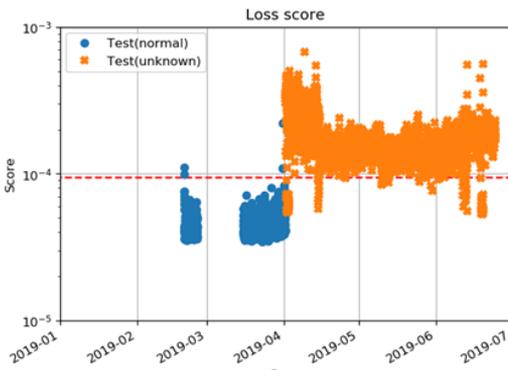


Fig. 13 Anomaly score of abnormal sensor data without weighting

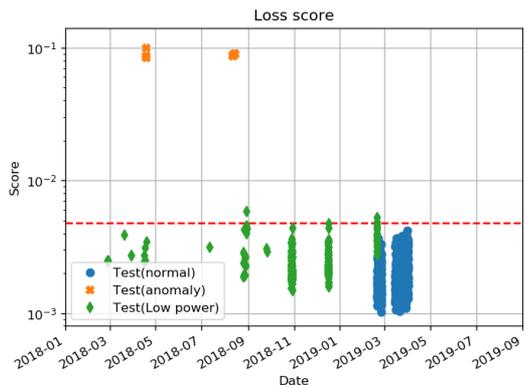


Fig. 16 Anomaly score of test data with weighting

(Fig. 11)와 달리, 3000 Hz ~ 5000 Hz 영역에 가중치를 3.16으로 주었을 때의 결과를 Fig. 16에 나타내었다. 앞서 Fig. 11과 유사하게 발전이 정지된 상태는 이상으로 가정했으며, 정상과 이상의 중간 상태라고 할 수 있는 감발 운전의 이상 진단 결과를 분석했다. 발전이 정지된 상태의 경우, 정상운전 때와의 차이가 명백하기 때문에 이상 점수가 Fig. 11과 Fig. 16에서 유사한 수준으로 나타나나, 감발 운전의 경우 가중치 부여에 따라 다른 이상 점수를 나타낸다.

기어 맞물림 주파수 성분이 존재하는 대역에 가중치를 적용한 Fig. 16을 보면, 감발 상태도 정상 운전 상태로 판단하는 것을 확인할 수 있다. 이는 기어 맞물림 주파수 성분의 진동 크기는 감발에 따라 큰 차이가 없다는 것을 의미하며, 이에 따라 감발 운전 조건을 이상으로 가정하지 않을 때는 위와 같이 가중치를 줌으로서 감발 운전 조건을 정상으로 분류할 수 있음을 의미한다.

기존의 이상 진단에서 기준치를 설정하는 방법은 메이커의 자료 또는 기존의 기준치를 동일하게 사용하는 방식으로 물리적으로 그 기준치가 설정된 이유에 대한 분석이 부족했다. 이에 따라 기준치 변경 및 관리에 대한 체계적인 접근이 불가능하여, 과도한 오경보 및 이상 진단의 실패 사례가 많다. 이 논문에서 제시한 사용자 경험이나 논문에서 제시하는 가중치 부여 방식을 통하면, VAE와 같이 데이터 기반 진단 방법에 전문가의 경험과 물리적 의미를 추가하여 진단 모형을 만들 수 있으며, 이는 향후 더 정밀한 진단 및 복잡한 기계에 대한 진단에 효과적인 방법이 될 것으로 기대된다.

5. 결 론

진동을 이용한 기계시스템의 감시 및 진단은 다채널 데이터를 이용하여, 유용한 특징을 추출하고, 알려진 기준 또는 전문가의 경험을 기반으로 진단하는 방식으로 개발되어 왔다. 최근 기계학습 기법의 급격한 발전으로 인해, 손쉽게 빅데이터를 이용한 네트워크 기술 적용이 가능해 지고 있다. 이 논문에서는 variational autoencoder(VAE) 구조를 이용하여, 기계시스템의 이상을 진단하는 기술을 제안했다. 다채널 데이터를 하나의 이상 점수로 변환하고, 이를 감시함으로써 이상 발생의 유무를 확인할 수 있다. 또

한, VAE에 내재된 가중치 적용을 통해서, 측정된 데이터에만 의존한 진단이 아닌 전문가 지식과 경험을 반영한 이상 진단 모델의 생성이 가능하다는 것을 보였다. 제안된 기술은 기계 상태에 대한 직관적인 감시에 유용할 것으로 판단되며, 조기 경보 및 잔여 수명 예측으로도 응용 가능할 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 2020년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No. 20203010020010, 디지털 기반 해상풍력단지 통합 O&M 서비스 솔루션 개발 및 실증) 및 한국기계연구원 기관고유사업(인공지능 기반 기계시스템 예측 진단 및 사고대응 기술 개발)의 결과입니다.

References

- (1) Randall, R. B. 2011, *Vibration-based Condition Monitoring: Industrial, Automotive and Aerospace Applications*, Wiley, Chichester, U.K.
- (2) Shin, K. H., 2017, Development of Damage Indexes for Condition Monitoring of Rotating Machinery Using Vibration Signals and Its Application to a Large Centrifugal Compressor, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 27, No. 7, pp. 915-923.
- (3) Baek, D. J., Lee, Y.-B., Kim, S.-J., Kim, C. H. and Jang, G. H., 2003, A Fuzzy Expert System Based on Hybrid Database for Fault Diagnosis of Industrial Turbomachinery, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 13, No. 9, pp. 703-712.
- (4) Park, S. T., Woo, H.-S., Won, J. I. and Park, S. B., 2012, Fault Detection of Rolling Element Bearing for Low Speed Machine Using Wiener Filter and Shock Pulse Counting, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 22, No. 12, pp. 1227-1236.
- (5) Lee, M. J., Jeon, J. Y., Kang, T., Han, S.-W. and Park, G., 2016, Application of Compressive Sensing and Statistical Analysis to Condition Monitoring of Rotating

Machine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 6, pp. 651~659.

(6) Ha, J. M., Ahn, B. H., Yu, H. T. and Choi, B. K., 2017, Feature Analysis based on Genetic Algorithm for Diagnosis of Misalignment, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 2, pp. 189~194.

(7) An, J. L., Han, Tain, Yang, B.-S., Jeon, J. and Kim, W. C., 2002, Fault Diagnostics Algorithm of Rotating Machinery Using ART-Kohonen Neural Network, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 10, pp. 799~807.

(8) Lee, J. M., Hwang, Y., Kim, S.-J. and Song, C., 2003, Application of Hidden Markov Model Using AR Coefficients to Machine Diagnosis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 1, pp. 56~62.

(9) Han, H. S., Chong, U. P. and Cho, S., 2011, Neural-network-based Fault Detection and Diagnosis Method Using EIV(errors-in variables), Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 1029~1035.

(10) Ko, J., Choi, C. K., Kang, T., Han, S., Park, J. H. and Yoo, H. H., 2015, Fault Diagnosis of Rotating System Mass Unbalance Using Hidden Markov Model, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 9, pp. 637~643.

(11) Sun, K. H., Huh, H., Tama, B. A., Lee, S. Y., Jung, J. H. and Lee, S., 2020, Vision-Based Fault Diagnostics Using Explainable Deep Learning with Class Activation Maps, IEEE Access, Vol. 8, pp. 129169~129179.

(12) Kingma, D. P. and Welling, M., 2013, Auto-encoding Variational Bayes, arXiv preprint arXiv 1312.6114.

(13) Kingma, D. P. and Welling, M., 2019, An Introduction to Variational Autoencoders, arXiv preprint arXiv:1906.02691.

(14) Vogel, R. W. and McMartin, D. E., 1991, Probability Plot Goodness-of-fit and Skewness estimation Procedures for the Pearson Type 3 Distribution, Water Resources Research, Vol. 27, No. 12, pp. 3149~3158.

(15) ISO 20816-1, 2016, Mechanical vibration - Measurement and Evaluation of Machine Vibration - Part 1: General Guidelines.



Yun-Ho Seo received his Ph.D. from the department of mechanical engineering at Korea Advanced Institute of Science and Technology in 2009. He is working at Korea Institute of Machinery and Materials. His research interests include noise/vibration control and diagnosis of machinery.

PSO 알고리즘을 이용한 트래킹 진동량 추정과 최적 제어기 설계

Estimation of Tracking Vibration Quantity and Optimal Controller Design Using a PSO Algorithm

이 문 노[†]
Moonnoh Lee[†]

(Received February 15, 2021 ; Revised March 8, 2021 ; Accepted March 15, 2021)

Key Words : Track-following System(트랙 추종 시스템), Tracking Vibration Quantity(트래킹 진동량), Disk Reflectivity(디스크 반사율), Minimum Tracking Loop Gain(최소 트래킹 루프 게인), Robust H_{∞} Objective Function(강인 H_{∞} 목표 함수), Particle Swam Optimization(입자 군집 최적화)

ABSTRACT

This paper presents a method for estimating the vibration quantity and designing a controller using a PSO algorithm for controlling the uncertainties of tracking actuator and disk reflectivity. After estimating the vibration quantity of an actual tracking loop through measurement, the proposed method calibrates the estimated vibration quantity by additionally reflecting the effect of the uncertainties. A minimum tracking loop gain can be appropriately modeled using the estimated vibration quantity. It can be applied to an H_{∞} objective function to efficiently attenuate the tracking vibration and also to an objective function that prevents the tracking loop gain from becoming larger than necessary. An optimal tracking controller can be designed by minimizing the complementary objective functions using a PSO algorithm. The proposed estimation and design method is applied to a DVD track-following system and verified experimentally.

1. 서 론

광디스크 드라이브나 플레이어의 트랙 추종 시스템은 광디스크의 편심적인 회전에 의해 발생하는 트래킹 진동량에 대해 정밀한 트랙 추종을 위해 적절한 루프 게인을 가지도록 설계되어야 한다⁽¹⁾. 트래킹 루프 게인이 너무 작으면 발생하는 트래킹 진동을 효율적으로 제어할 수 없고 너무 크면 예기치 않은 작은 외란에도 광픽업이 목표 트랙을 벗어나 불안정해질 수 있다⁽²⁾. 그러면 트랙 추종 제어를 정상화한 후에

목표 트랙으로 다시 이동해야 하므로 광디스크 접근 시간은 증가하게 된다.

일반적으로 광디스크 표준에서 정의된 최대 진동량과 최대 진동 가속도를 토대로 최대 발생될 수 있는 트래킹 진동량을 계산할 수 있다^(1,3). 그러나 실제 드라이브에서는 이론적인 최대치보다 작은 크기와 주파수 범위의 트래킹 진동량이 발생하기 때문에 설계된 트래킹 루프는 필요 이상의 높은 게인을 가지게 된다. 그래서 실험을 반복하여 목표 성능을 만족할 때까지 제어기 파라미터를 조정하여야 한다.

트래킹 진동량을 정확하게 추정할 수 있다면 목표

[†] Corresponding Author ; Member, Dept. of Computer Engineering, Dong-Eui University, Professor
E-mail : mnlee@deu.ac.kr

[‡] Recommended by Editor Cheol Ung Cheong

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

성능을 만족하는 트래킹 루프 게인을 적절하게 설계할 수 있다. 특정한 드라이브에서 발생하는 트래킹 진동량은 트래킹 루프 조정 알고리즘을 토대로 추정할 수 있다^(4,5). 이 방법은 측정을 통해 특정 주파수에서의 트래킹 루프의 위상이 목표 위상이 될 때까지 트래킹 제어기의 DC 게인을 조정하고 조정된 결과를 트래킹 진동량 추정에 사용하였다. 그러나 DC 보상 게인만을 조정하여 진동량을 추정하는 한계가 있고 디스크 반사율의 차이와 액추에이터 불확실성의 영향을 고려하지 않았기 때문에 특정 트래킹 루프에서만 적용할 수 있다.

이 논문에서는 디스크 반사율과 트래킹 액추에이터의 불확실성의 영향을 고려한 트래킹 진동량 추정과 제어기 설계 방법을 제안한다. 실제 측정 데이터를 이용하여 특정 트래킹 루프에 대한 진동량을 추정한 후에 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 추가로 반영하여 추정된 진동량을 보정한다. 제안된 진동량 추정 방법은 2단계로 구성되고 PSO(particle swarm optimization) 알고리즘을 적용하여 단계별 목표 함수를 최소화한다. 추정된 트래킹 진동량을 토대로 최소 트래킹 루프 게인을 모델링하고 트래킹 진동 감쇠를 위한 H_∞ 목표 함수와 트래킹 루프 게인이 필요 이상으로 커지지 않도록 하는 목표 함수를 설정하는데 적용한다. 설정된 목표 함수들은 복잡한 함수이기 때문에 PSO 알고리즘을 적용하여 목표 함수들을 최소화하는 트래킹 제어기를 설계한다. 제안된 진동량 추정과 제어기 설계 방법은 DVD 트랙 추종 시스템에 적용하고 비교 실험을 통해 타당성을 검증한다.

2. PSO 알고리즘을 이용한 트래킹 진동량 추정 방법

광디스크 드라이브나 플레이어는 광디스크에 초점을 맞추는 포커싱 제어를 실행한 후에 광픽업이 트랙 중심을 따라가는 트랙 추종 제어를 시작한다. Fig. 1은 트랙 추종 시스템의 블록도를 나타낸다.

여기서 K_p 는 증폭 게인, $P(s)$ 는 트래킹 액추에이터, $C(s)$ 는 트래킹 제어기를 나타낸다. 트래킹 에러 $e(t)$ 는 트랙 중심과 빔스팟 사이의 차이를 나타내며 실제 드라이브에서는 게인 K_p 에 의해 증폭된 에러 $e_p(t)$ 을 측정할 수 있다. 광디스크는 제조상의 차이

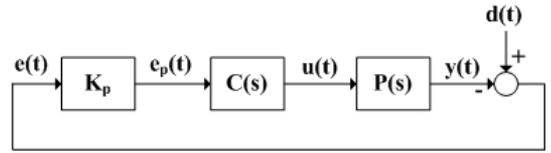


Fig. 1 Block diagram of the track-following system

로 디스크 반사율이 차이가 있기 때문에 디스크마다 증폭된 에러 $e_p(t)$ 의 진폭이 다를 수 있다. 디스크 반사율의 차이는 증폭 게인 K_p 이 특정 영역의 불확실성을 가지는 것으로 표현할 수 있다.

$$K_p = [K_p^-, K_p^+], \quad K_{pm} = (K_p^+ + K_p^-) / 2 \tag{1}$$

광픽업이 트랙을 정밀하게 추종하기 위해 트래킹 액추에이터는 voice-coil 모터를 사용하며 공칭 액추에이터 $P_n(s)$ 의 특성은 1차 공진주파수(f_0), 감쇠 상수(ξ), DC 감도(K_{DC})를 사용하여 다음과 같이 근사화될 수 있다.

$$P_n(s) = \frac{K_{DC}(2\pi f_0)^2(1-\xi^2)}{s^2 + 2\xi(2\pi f_0)s + (2\pi f_0)^2(1-\xi^2)} \tag{2}$$

그리고 파라미터의 변화를 고려하여 계수 파라미터가 특정 영역의 불확실성을 가지는 것으로 트래킹 액추에이터는 모델링될 수 있다.

$$P(s) = \frac{[b_2^-, b_2^+]}{s^2 + [a_1^-, a_1^+]s + [a_2^-, a_2^+]} \tag{3}$$

광디스크의 편심 때문에 광디스크가 회전하면 수십 트랙 이상을 벗어날 수 있는 트래킹 진동 $d(t)$ 이 발생한다. 트래킹 진동은 디스크의 회전 주파수와 그 정수 배의 주파수에서 상대적으로 큰 성분을 가진다. 각 주파수에서 발생하는 트래킹 진동 성분 $D(j\omega)$ 은 Fig. 1로부터 증폭 게인, 트래킹 에러, 트래킹 제어기, 트래킹 액추에이터에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} D(j\omega) &= E(j\omega) + Y(j\omega) \\ &= (1 + K_p C(j\omega) P(j\omega)) E(j\omega) \\ &= (1 + L(j\omega)) K_p^{-1} E_p(j\omega) \end{aligned} \tag{4}$$

증폭 게인 식 (1)과 트래킹 액추에이터 식 (3)은 불확실성을 포함하고 있기 때문에 각 주파수에서 발생

하는 트래킹 진동량을 직접적으로 계산할 수 없다. 그래서 식 (4)에 공칭 증폭 계인 K_m , 공칭 액추에이터 모델 $P_n(j\omega)$, 제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 를 적용하여 다음과 같이 트래킹 진동량을 추정할 수 있다.

$$\hat{D}(j\omega) = (1 + K_m \hat{C}(j\omega) P_n(j\omega)) K_m^{-1} E_p(j\omega) \quad (5)$$

제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 는 진동량 추정 알고리즘에 의해 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 최대한 반영하도록 조정된다. 이 논문에서 제안하는 진동량 추정 알고리즘은 2단계로 구성된다. 먼저 측정된 데이터를 토대로 특정 트래킹 루프에 대해 트래킹 진동량을 추정한 후에 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 추가로 반영하여 추정된 진동량을 보정한다. 각 단계마다 적절한 목표 함수를 설정하고 PSO 알고리즘을 사용하여 목표 함수가 최소가 되는 제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 의 파라미터를 탐색한다.

2.1 특정 트래킹 루프에 대한 진동량 추정

발생하는 트래킹 진동량 식 (4)와 추정된 트래킹 진동량 식 (5)의 차는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} D(j\omega) - \hat{D}(j\omega) &= (L(j\omega) - \hat{L}(j\omega)) E(j\omega) \\ L(j\omega) &= K_p(j\omega) C(j\omega) P(j\omega), \\ \hat{L}(j\omega) &= K_m \hat{C}(j\omega) P_n(j\omega) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 $L(j\omega)$ 는 트래킹 루프 함수이고 $\hat{L}(j\omega)$ 는 제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 이 적용된 공칭 트래킹 루프 함수를 나타낸다. $L(j\omega)$ 는 디스크 반사율과 트래킹 액추에이터의 불확실성 때문에 계산할 수 없지만 특정 드라이브에서는 트래킹 루프 특성을 측정하여 진동량 추정에 사용할 수 있다.

Fig. 2는 특정 트래킹 루프에 대한 진동량 추정 블록도이다. 실제 드라이브의 트래킹 루프 특성을 반영하기 위해 특정 주파수(ω_0)의 정현파 입력을 증폭된 에러 $e_p(t)$ 에 더하고 더한 출력을 트래킹 제어기에 인가한다. 측정 노이즈와 루프 안정성을 고려하여 수백 Hz에서 제어 대역폭보다 낮은 주파수를 특정 주파수로 선택한다. 특정 주파수(ω_0) 성분만을 추출하기 위해 $(0.9\omega_0 < \omega < 1.1\omega_0)$ 대역만을 통과시키는 대역통과필터를 증폭된 에러에 연결한다. 측정 노이즈를 줄이기 위해 몇 주기 동안 특정 주파수(ω_0)의 정현파

입력 $I(j\omega_0)$ 와 대역통과필터의 출력 $x(j\omega_0)$ 사이의 진폭 비율(m)과 위상차(ϕ)을 측정하여 평균한다.

$$\frac{x(j\omega_0)}{I(j\omega_0)} = \frac{L(j\omega_0)}{1 + L(j\omega_0)} = m \angle \phi = a + jb \quad (7)$$

식 (7)을 전개하여 특정 주파수에서의 트래킹 루프 함수 $L(j\omega_0)$ 를 구하고 계인 $M(j\omega_0)$ 과 위상 $\phi(j\omega_0)$ 을 다음과 같이 계산한다.

$$\begin{aligned} L(j\omega_0) &= \frac{a + jb}{(1 - a) - jb} = M(j\omega_0) \angle \phi(j\omega_0) \\ M(j\omega_0) &= \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{\sqrt{(1 - a)^2 + (-b)^2}}, \\ \phi(j\omega_0) &= \tan^{-1}(b/a) - \tan^{-1}(-b/(1 - a)) \end{aligned} \quad (8)$$

$L(j\omega)$ 와 $\hat{L}(j\omega)$ 는 선형 함수이기 때문에 특정 주파수에서 루프 계인과 위상이 거의 동일하면 $L(j\omega)$ 와 $\hat{L}(j\omega)$ 의 루프 특성은 거의 동일하게 된다. 따라서 제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 를 조정하여 $(L(j\omega_0) - \hat{L}(j\omega_0))$ 을 최소화하면 $(D(j\omega) - \hat{D}(j\omega))$ 을 최소화할 수 있다.

$$\begin{aligned} L(j\omega_0) - \hat{L}(j\omega_0) &= L(j\omega_0) - K_m \hat{C}(j\omega_0) P_n(j\omega_0) \end{aligned} \quad (9)$$

특정 주파수에 대해 측정한 트래킹 루프 계인과 위상 식 (8)을 이용하여 식 (9)를 최소화하는 제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 을 구한다. 이를 위해 다음의 목표 함수 J_{1e} 를 설정하고 J_{1e} 를 최소화하는 제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 을 구하기 위해 식 (10)과 같이 PSO 알고리즘을 사용한다.

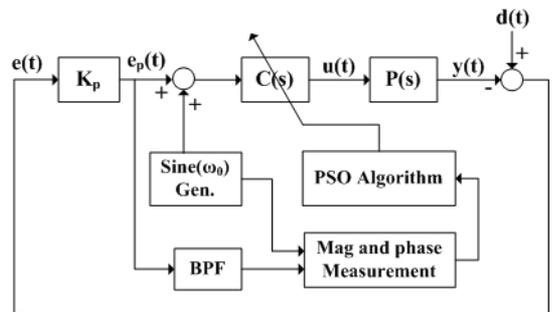


Fig. 2 Block diagram for estimating vibration quantity for a specific tracking loop

$$J_{1e} = |M(j\omega_0) - \hat{M}(j\omega_0)| |\phi(j\omega_0) - \hat{\phi}(j\omega_0)|$$

$$\hat{L}(j\omega_0) = K_{pm} \hat{C}(j\omega_0) P_n(j\omega_0) = \hat{M}(j\omega_0) \angle \hat{\phi}(j\omega_0) \quad (10)$$

PSO 알고리즘은 일반적으로 새의 군집 행동을 모방한 최적화 기법 중 하나이며, 비교적 쉽게 준 최적해(sub-optimal solution)를 얻을 수 있다. PSO 기법은 계산 지능 최적화 방법 중에서 고속 처리, 구현의 용이성, 안정적인 수렴 특성을 가지고 있다. PSO 기법은 항상 전역적인 최적화를 보장하지는 않으나, 주어진 목표 함수 값이 최대한 작게 파라미터를 조정할 수 있다(6-8). Fig. 3은 특정 트래킹 루프의 진동량 추정을 위해 적용된 PSO 알고리즘의 흐름도이다.

제어기 $\hat{C}(j\omega)$ 의 파라미터를 최적화할 파라미터로 설정한다. 트래킹 제어기는 보통 4차 이상이기 때문에 최적화할 파라미터 개수로 $N_d=8$ 을 설정하고 개체 수 N_p 와 최대 반복횟수 N_k 를 설정한다. 진동량 추정을 위해 트랙 추종 제어를 실행해야 하므로 이를 위해 적용된 제어기의 파라미터 값을 토대로 위치의 최대값과 최소값을 설정한다.

각 개체에 대해 랜덤으로 초기 위치와 초기 속도를 생성하고 목표 함수 J_{1e} 에 대한 적합도를 계산한다. 적합도가 최소가 되는 개체에 대해 $Pbest_{ij}$ (Personal Best Position)와 $Gbest_j$ (Global Best Position)값을 갱신하고 위치 $X_{ij}(k)$ 와 속도 $V_{ij}(k)$ 를 식(11)~식(13)과 같이 업데이트한다(6,7).

$$\alpha = \alpha_{\max} - (\alpha_{\max} - \alpha_{\min}) \frac{k}{N_k} \quad (11)$$

$$V_{ij}(k+1) = \alpha V_{ij}(k) + c_1 \times rand \times (Pbest_{ij} - X_{ij}(k)) + c_2 \times rand \times (Gbest_j - X_{ij}(k)) \quad (12)$$

$$X_{ij}(k+1) = X_{ij}(k) + V_{ij}(k), \quad i = 1, \dots, N_p, j = 1, \dots, N_d \quad (13)$$

여기서 양수 α 는 반복횟수(k)에 따라 최대값 α_{\max} 에서 최소값 α_{\min} 로 변하는 가중치이고 양수 c_1 와 c_2 는 학습률을 나타낸다. $rand$ 는 [0,1]에서 균등하게 분포된 랜덤 숫자를 나타낸다. 종료 조건을 만족하거나 최대 반복 횟수 N_k 가 될 때까지 PSO 알고리즘을 반복한다. 종료 조건이 만족되면 각 파라미터의 최적화 값인 $Gbest_j$ 값에서 목표 함수식(10)을 최소화하는 제어기 $\hat{C}_1(j\omega)$ 를 구할 수 있고 식(5)에 대입하여 특정 트래킹 루프에 대해 추정된 트래킹 진동량을 계산할 수 있다.

$$\hat{D}_1(j\omega) = (1 + K_{pm} \hat{C}_1(j\omega) P_n(j\omega)) K_{pm}^{-1} E_p(j\omega) \quad (14)$$

2.2 디스크 반사율과 액추에이터 불확실성의 영향을 반영한 진동량 추정

앞 절에서 특정 드라이브의 트래킹 루프에 대해 측정과 PSO 알고리즘을 이용하여 $(D(j\omega) - \hat{D}(j\omega))$ 을 최소화되는 제어기 $\hat{C}_1(j\omega)$ 를 구하여 트래킹 진동량을 추정하였다. 그러나 트랙 추종 시스템은 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성이 존재하기 때문에 다른 드라이브의 트래킹 루프에 측정 데이터식(14)를 적용하면 추정 오차가 발생하게 된다. 모든 트래킹 루프에 대해 측정을 통한 진동량 추정 방법을 적용할 수 없기 때문에 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 진동량 추정 방법에서 고려하여야 한다. 그래서 이 논문에서는 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성에 대해 트래킹 루프 계인이 최대한 일정하게 유지하도록 하는 목표 함수를 추가로 고려하여 추정된 진동량을 보정한다.

불확실성을 포함하는 증폭 계인과 트래킹 액추에

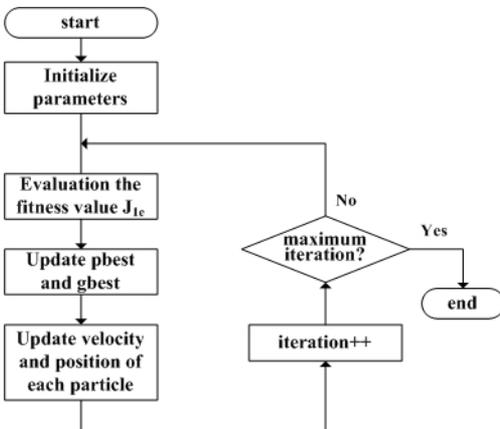


Fig. 3 A flow diagram of a PSO algorithm for estimating vibration quantity

이터의 곱 $K_p P(s)$ 는 분자와 분모 다항식으로 표현되므로 다음과 같이 Kharitonov 다항식을 가진다⁹⁾.

$$\begin{aligned}
 K_p P(s) &= \frac{N(s)}{D(s)} \\
 \widehat{N}_1(s) &= K_p^- b_2^-, \widehat{N}_2(s) = K_p^+ b_2^+ \\
 \widehat{D}_1(s) &= s^2 + a_1^- s + a_2^-, \widehat{D}_2(s) = s^2 + a_1^+ s + a_2^+ \\
 \widehat{D}_3(s) &= s^2 + a_1^- s + a_2^+, \widehat{D}_4(s) = s^2 + a_1^+ s + a_2^+
 \end{aligned}
 \tag{15}$$

복소 평면의 경계를 토대로 증폭 계인과 일련의 극한(extreme) 액추에이터 모델을 반영한 극한 트래킹 루프 함수는 Kharitonov 다항식 (15)를 사용하여 다음과 같이 구할 수 있다^{9),10)}.

$$\begin{aligned}
 L_i(s, \delta) &= C(s) \frac{\widehat{N}_l(s)}{(1-\delta)\widehat{D}_j(s) + \delta\widehat{D}_k(s)} \cup \\
 &C(s) \frac{(1-\delta)\widehat{N}_j(s) + \delta\widehat{N}_k(s)}{\widehat{D}_l(s)}
 \end{aligned}
 \tag{16}$$

여기서 $\delta \in [0,1]$, $(j, k) \in \{(1,2), (1,3), (2,3), (3,4)\}$, $l \in \{1,2,3,4\}$ 이다. $\widehat{N}_1(s)$ 과 $\widehat{N}_2(s)$ 은 상수항만 있으므로 트래킹 루프 함수 $L(s)$ 는 12개의 극한 트래킹 루프 함수 $L_i(s, \delta)$ 들을 가지게 된다. 그래서 $\delta \in [0,1]$ 에 대해 12개의 극한 트래킹 루프 함수식 (16)을 고려하면 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 진동량 추정 방법에서 반영할 수 있다.

특정 트래킹 루프에서 추정한 트래킹 진동량식 (14)에서 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성을 반영하기 위해 다음의 목표 함수를 고려한다.

$$\begin{aligned}
 J_{2e} &= \max_{i, \delta} \frac{100}{N} \sum_{k=1}^N \left| \frac{(M_d(j\omega_k) - M_i(j\omega_k, \delta))}{M_d(j\omega_k)} \right. \\
 &\quad \left. \times \frac{(\phi_d(j\omega_k) - \phi_i(j\omega_k))}{\phi_d(j\omega_k)} \right|
 \end{aligned}
 \tag{17}$$

$$\begin{aligned}
 L_d(j\omega_k) &= K_{pm} \widehat{C}_1(j\omega_k) P_n(j\omega_k) \\
 &= M_d(j\omega_k) \angle \phi_d(j\omega_k)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 L_i(j\omega_k, \delta) &= M_i(j\omega_k, \delta) \angle \phi_i(j\omega_k, \delta), \\
 i &= 1, \dots, 12
 \end{aligned}$$

목표 함수식 (17)은 특정 트래킹 루프 함수 $L_d(j\omega)$ 와 12개의 극한 트래킹 루프 함수 $L_i(j\omega, \delta)$ 사이의 계

인과 위상 차이의 곱으로 정의된다. 트래킹 진동량이 발생하는 주파수 영역에 대해 N 개의 주파수를 고르게 선택하고 각 주파수 ω_k 에서 계인과 위상차의 곱을 구하여 평균한다. 식 (17)을 최소화하는 제어기 $C(j\omega)$ 을 구하기 위해 다음과 같이 Fig. 3의 PSO 알고리즘을 수정하여 사용한다.

트래킹 제어기 파라미터를 최적화할 파라미터로 설정하고 추정된 제어기 $\widehat{C}_1(j\omega)$ 의 파라미터 값을 토대로 위치의 최대값과 최소값을 설정한다. 각 개체에 대해 랜덤으로 초기 위치와 초기 속도를 생성하고 목표 함수 J_{2e} 에 대한 적합도를 계산한다. 적합도가 최소가 되는 $Pbest_{ij}$ 와 $Gbest_j$ 값을 갱신하고 위치와 속도를 업데이트한다. 종료 조건이나 최대 반복횟수를 만족하면 PSO 알고리즘이 종료되고 각 파라미터의 최적화 값인 $Gbest_j$ 값에서 목표 함수식 (17)을 최소화하는 제어기 $\widehat{C}_2(j\omega)$ 를 구하고 식 (5)에 대입하면 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 반영한 트래킹 진동량을 구할 수 있다.

$$\widehat{D}(j\omega) = (1 + K_{pm} \widehat{C}_2(j\omega) P_n(j\omega)) K_{pm}^{-1} E_p(j\omega) \tag{18}$$

3. 추정된 트래킹 진동량을 이용한 최적 제어기 설계

트랙 추종 시스템은 트래킹 진동과 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성에 대해 트래킹 에러가 최대 허용 에러 e_{max} 보다 작게 유지되도록 제어하여야 한다. 이를 위해 트래킹 진동량을 최대한 정확하게 추정하고 트래킹 루프 계인이 최소 트래킹 루프 계인보다 크게 설계한다¹⁾. 이 논문에서는 추정된 트래킹 진동량식 (18)을 목표 성능을 만족하는 트래킹 제어기 설계에 사용한다. 최소 트래킹 루프 계인 $L_{min}(j\omega)$ 은 추정된 트래킹 진동량식 (18)과 최대 허용 에러 e_{max} 로부터 다음의 식을 만족하는 함수 형태로 모델링될 수 있다.

$$L_{min}(j\omega) \geq \frac{\widehat{D}(j\omega)}{e_{max}} \tag{19}$$

트래킹 루프 계인 $L(j\omega)$ 이 $L_{min}(j\omega)$ 보다 크면 각 주파수에서 트래킹 에러는 식 (20)과 같이 e_{max} 보다 작게 된다.

$$E(j\omega) = \frac{D(j\omega)}{1+L(j\omega)} \leq \frac{\hat{D}(j\omega)}{1+L_{\min}(j\omega)} \quad (20)$$

$$\leq \frac{\hat{D}(j\omega)}{L_{\min}(j\omega)} \leq e_{\max}$$

식 (19)에서 모델링한 $L_{\min}(j\omega)$ 은 트래킹 진동 감쇠를 위해 강인 H_{∞} 제어 알고리즘의 가중 함수로 사용될 수 있다. 강인 H_{∞} 목표 함수는 다음과 같이 정의될 수 있다^(11,12).

$$J_{1c} = \max_{i,\delta} \left\| L_{\min}(j\omega) \frac{1}{1+L_i(j\omega,\delta)} \right\|_{\infty} \quad (21)$$

여기서 $i=1,\dots,12$ 이고 $\delta=[0,1]$ 이다. J_{1c} 이 1보다 작으면 트랙 추종 시스템은 강인 안정하고 트래킹 진동과 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성에 대해 트래킹 에러가 e_{\max} 보다 작게 된다. 목표 함수식 (21)을 최소화하는 트래킹 제어기는 최적화 알고리즘을 사용하여 구할 수 있다. 그러나 식 (21)이 작은 값을 가질수록 트래킹 루프는 더 높은 게인을 가지게 된다. 일반적으로 트래킹 루프는 적절한 게인을 가져야 하며 필요 이상으로 루프 게인이 크면 예기치 않은 작은 고주파 외란에도 높은 제어기 출력을 만들어내어 광픽업이 목표 트랙을 벗어나 불안정해질 수 있다. 이러한 트랙 추종 제어의 특성을 반영하여 다음과 같이 N 개의 주파수 ω_k 에서 극한 트래킹 루프 게인 $L_i(j\omega_k,\delta)$ 과 최소 트래킹 루프 게인 $L_{\min}(j\omega_k)$ 의 차이의 평균을 최소화하는 다음의 목표 함수를 고려한다.

$$J_{2c} = \max_{i,\delta} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \frac{(L_i(j\omega_k,\delta) - L_{\min}(j\omega_k))}{L_{\min}(j\omega_k)} \quad (22)$$

목표 함수식 (21)과 식 (22)는 서로 반대되는 특성을 가지기 때문에 J_{1c} 이 작은 값을 가질수록 J_{2c} 는 큰 값을 가진다. 상호보완적인 목표 함수식 (21)과 식 (22)를 통해 트래킹 루프가 적절한 루프 게인을 가지도록 하기 위해 다음의 적합도 함수를 사용한다.

$$J_2 = \lambda_1 J_{1c} + \lambda_2 J_{2c} \quad (23)$$

여기서 λ_1 과 λ_2 는 목표 함수식 (21)과 식 (22)에 대한 가중치이다. PSO 알고리즘을 적용하면 $J_{1c} < 1$ 을 만족하면서 적합도 함수 J_2 를 최소화하는 트래킹 제어

기를 설계할 수 있다. 다음은 트래킹 제어기 설계를 위한 PSO 알고리즘을 나타낸다.

Step 1: 개체수 N_p , 최적화할 파라미터 개수 $N_d=8$, 반복횟수 N_k 를 초기화한다. 최적화할 각 파라미터의 최대값과 최소값을 설정한다.

Step 2: 각 개체에 대해 랜덤으로 초기 속도와 초기 위치를 생성한다. 생성된 위치로부터 트래킹 제어기를 구성하고 J_{1c} 을 계산하여 $J_{1c} < 1$ 인 개체만 초기 개체로 설정한다.

Step 3: 각 개체에 대해 목표 함수 J_{1c} 과 J_{2c} 을 계산하고 적합도 함수식 (23)을 계산한다.

Step 4: $J_{1c} < 1$ 를 만족하면서 적합도 함수가 최소가 되는 개체에 대해 $Pbest_{ij}$ 와 $Gbest_j$ 값을 갱신한다.

Step 5: 위치와 속도를 식 (11), 식 (12), 식 (13)에 의해 새롭게 업데이트한다.

Step 6: 종료 조건이 만족되지 않거나 최대 반복횟수가 아니면 Step 3으로 가서 계속 수행한다. 종료 조건을 만족하면 최적화된 각 파라미터 값인 $Gbest_j$ 값을 통해 트래킹 제어기를 구한다.

이 논문에서는 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 반영하여 트래킹 진동량식 (18)을 추정하고 이를 토대로 최소 트래킹 루프 게인을 모델링하고 목표 함수식 (21)과 식 (22)에 적용한다. 그리고 PSO 알고리즘을 적용하여 식 (23)을 최소화하는 트래킹 제어기를 설계함으로써 트래킹 에러는 최대 허용 에러보다 항상 작게 유지되고 트래킹 루프 게인이 필요 이상으로 커지지 않게 된다.

4. 실험 결과

제안된 진동량 추정과 제어기 설계 방법을 검증하기 위해 DVD 트랙 추종 시스템에 적용하였다. 트래킹 루프의 진폭과 위상을 측정하기 위해 필요한 실험 환경을 구현하였고 진동량 추정 알고리즘, PSO 알고리즘, 제어기 설계 알고리즘은 MATLAB를 사용하여 구현하였다.

Fig. 4는 트래킹 루프 측정을 위한 실험 환경으로 광디스크 드라이브, DAQ 보드, 아날로그 회로로 구성된다. DAQ 보드는 50 kHz의 주파수로 증폭된 에러 $e_p(t)$ 를 측정하고 DAC를 통해 2 kHz의 정현파 입력 $I(j\omega_0)$ 를 출력한다. 그리고 DAQ 보드의 CVI

프로그램을 통해 1.8 kHz~2.2 kHz 주파수만을 통과시키는 디지털 대역통과필터를 구현한다. 아날로그 회로는 출력된 정현파 입력과 증폭된 에러를 더하여 광디스크 드라이브에 인가한다.

실험에서 사용되는 트래킹 액추에이터는 1차 공진 주파수 65 Hz, 감쇠 상수 0.158, DC 감도 0.95 mm/V 이고 10 % 범위의 파라미터 불확실성을 고려하여 다음과 같이 모델링하였다.

$$P(s) = \frac{[150.6, 166.5]}{s^2 + [122.7, 135.6]s + [158460, 175140]} \quad (24)$$

실험 환경에서 0.37 μm의 트래킹 에러가 1.2 V로 변환되므로 공칭 증폭 계인 K_m 은 $3.24 \times 10^6 [V/M]$ 이고 10 %의 디스크 반사율의 차이를 고려하여 증폭 계인은 식 (25)와 같이 나타낼 수 있다.

$$K_p = [3.08 \times 10^6, 3.40 \times 10^6] \quad (25)$$

실험에서는 제안된 진동량 추정 방법과 트래킹 루프 조정을 통한 진동량 추정 방법(4,5)의 성능을 비교하기 위해 DVD 12X에서 진동량을 추정하였다.

특정 트래킹 루프에 대한 트래킹 진동량을 추정하기 위해 인가된 2 kHz의 정현파 입력과 대역통과필터의 출력 $x(j\omega_0)$ 사이의 진폭 비율(m)과 위상차(ϕ)를 5주기 동안 측정하여 평균하였다. 그리고 식 (7)과 식 (8)을 통해 특정 주파수에서의 루프 계인 $M(j\omega_0) = 3.3$ 과 위상 $\phi(j\omega_0) = -143^\circ$ 을 구하고 이를 토대로 목표 함수 J_{1e} 를 식 (26) 같이 설정하였다.

$$J_{1e} = |3.3 - \hat{M}(j\omega_0)| |(-143^\circ) - \hat{\phi}(j\omega_0)| \quad (26)$$



Fig. 4 An experimental environment for a tracking loop measurement

Fig. 3의 PSO 알고리즘을 적용하기 위해 개체수 $N_p=10$, 파라미터 개수 $N_d=8$, 최대 반복횟수 $N_k=30$, $\alpha_{min}=0.1$, $\alpha_{max}=0.2$, $c_1=c_2=0.5$ 를 설정하였다. Fig. 5(a)는 각 반복횟수에서 목표 함수 J_{1e} 의 최소값을 나타낸다.

목표 함수 (26)을 최소화하는 제어기 $\hat{C}_1(s)$ 는 다음과 같다.

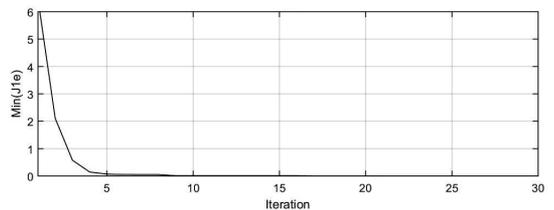
$$\frac{4.7 \times 10^6 s^3 + 4.9 \times 10^{11} s^2 + 5.7 \times 10^{15} s + 1.8 \times 10^{19}}{s^4 + 4.6 \times 10^5 s^3 + 1.9 \times 10^{11} s^2 + 6.5 \times 10^{15} s + 4.1 \times 10^{18}} \quad (27)$$

공칭 액추에이터 모델, 공칭 증폭 계인, 트래킹 에러, 제어기식 (27)을 식 (14)에 대입하면 특정 드라이브에서 발생하는 트래킹 진동량을 추정할 수 있다.

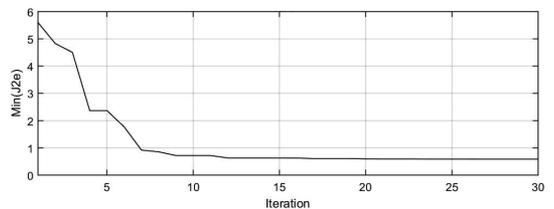
디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 반영하기 위해 식 (24)와 식 (25)를 식 (15)에 대입하여 극한 트래킹 루프 함수 $L_i(s, \delta)$ 를 구하고 목표 함수 J_{2e} 를 다음과 같이 설정하였다.

$$J_{2e} = \max_{i, \delta} \frac{1}{3} \sum_{k=1}^{300} \left| \frac{(M_d(j\omega_k) - M_i(j\omega_k, \delta))}{M_d(j\omega_k)} \times \frac{(\phi_d(j\omega_k) - \phi_i(j\omega_k))}{\phi_d(j\omega_k)} \right| \quad (28)$$

0 Hz ~ 10 kHz 주파수 영역에서 300개의 주파수를 고르게 선택하여 각 주파수 ω_k 에서 특정 트래킹 루프 함수 $L_d(j\omega_k)$ 와 12개의 극한 트래킹 루프 함수 $L_i(k\omega_k, \delta)$ 사이의 계인과 위상차의 곱을 구하여 평균



(a) J_{1e}



(b) J_{2e}

Fig. 5 The minimum values of the objective functions

하였다. 목표 함수 J_{2c} 를 최소화하는 PSO 알고리즘을 적용하기 위해 $N_p=10$, $N_d=8$, $N_k=30$, $\alpha_{\min}=0.3$, $\alpha_{\max}=0.5$, $c_1=c_2=1.0$ 를 설정하였다. Fig. 5(b)는 각 반복횟수에서 목표 함수 J_{2c} 의 최소값을 나타낸다. PSO 알고리즘을 종료한 후에 J_{2c} 의 최소값은 0.5840 이고 식 (28)을 최소화하는 제어기 $\hat{C}_2(s)$ 는 다음과 같다.

$$\frac{6.0 \times 10^6 s^3 + 4.2 \times 10^{11} s^2 + 3.9 \times 10^{15} s + 1.6 \times 10^{19}}{s^4 + 7.4 \times 10^5 s^3 + 2.7 \times 10^{11} s^2 + 5.7 \times 10^{15} s + 3.8 \times 10^{18}} \quad (29)$$

식 (29)를 식 (18)에 대입하면 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 반영한 트래킹 진동량 $\hat{D}(j\omega)$ 을 추정할 수 있다. Fig. 6은 제안된 트래킹 추정 방법을 통해 DVD 12X에서 추정된 트래킹 진동량을 나타낸다.

제안된 진동량 추정 방법의 타당성을 검증하기 위해 트래킹 루프 조정을 통한 진동량 추정 방법과 비교하였다. Fig. 7의 (a)는 제안된 방법에 의해 추정된 진동량을 나타내고 Fig. 7의 (b)는 트래킹 루프 조정 방법에 의해 추정된 진동량을 나타낸다. 디스크 반사율과 트래킹 액추에이터의 불확실성이 영향을 미치는 저주파 영역에서 제안된 방법에 의해 추정된 진동량이 상대적으로 더 크다는 것을 알 수 있다.

추정된 트래킹 진동량을 토대로 최소 트래킹 루프 계인을 모델링하기 위해 $e_{\max}=0.03$ 를 설정하였다. Fig. 8의 (a)와 (b)는 최소 트래킹 루프 함수 $L_{\min}(s)$ 와 $\hat{D}(s)/e_{\max}$ 의 주파수 특성을 나타낸다. 최소 트래킹 루프 함수 $L_{\min}(s)$ 는 각 주파수에서 $\hat{D}(s)/e_{\max}$ 보다 계인이 크도록 다음과 같이 적절한 함수로 모델링하였다.

$$\frac{605s^3 + 4.9 \times 10^7 s^2 + 1.1 \times 10^{12} s + 5.8 \times 10^{15}}{s^4 + 5.0 \times 10^3 s^3 + 8.3 \times 10^6 s^2 + 5.6 \times 10^9 s + 1.3 \times 10^{12}} \quad (30)$$

발생되는 트래킹 진동과 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성에 대해 트래킹 에러가 최대 허용 에러보다 항상 작게 유지되고 예기치 않은 고주파 외란에도 불안정해지지 않도록 하기 위해 식 (30)을 식 (21)과 식 (22)의 목표 함수 J_{1c} 과 J_{2c} 에 적용하였다. J_{2c} 에서는 제어 대역폭을 고려하여 0 Hz ~ 5 kHz 범위의 100개의 주파수를 고르게 선택하였다.

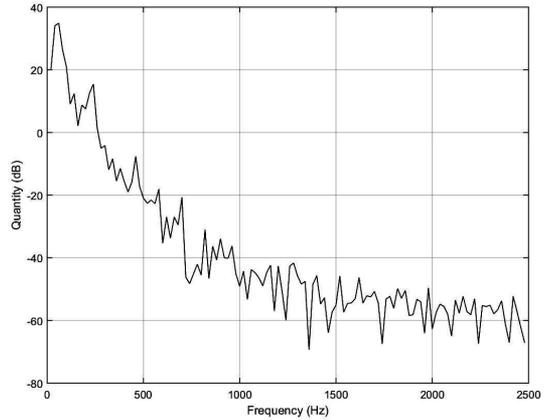


Fig. 6 The estimated tracking vibration quantity on DVD 12X

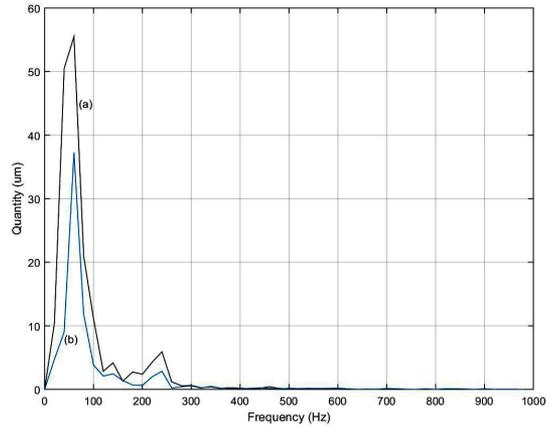


Fig. 7 The tracking vibration quantities estimated by the proposed method (a) and the loop gain adjustment method (b)

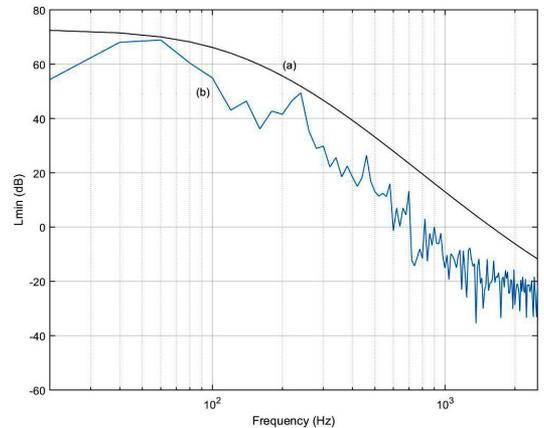


Fig. 8 The Bode plots of the minimum tracking loop function (a) and $\hat{D}(s)/e_{\max}$ (b)

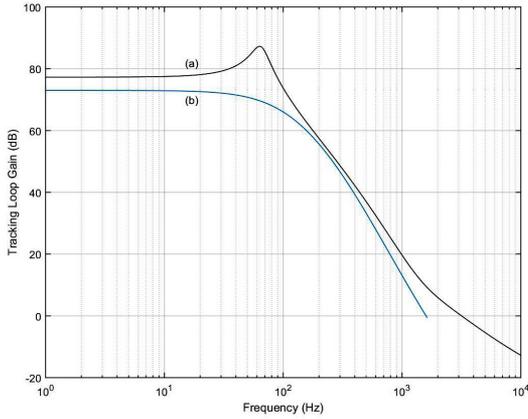


Fig. 9 The Bode plots of the designed tracking loop function (a) and the minimum tracking loop function (b)

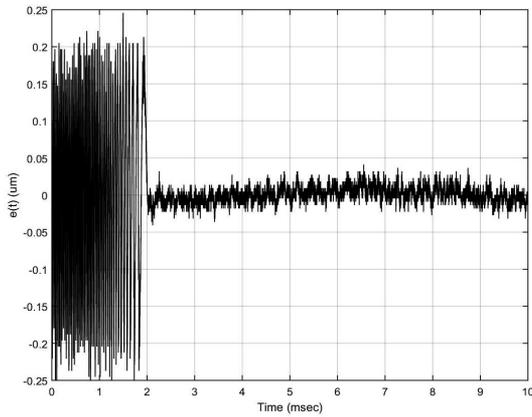


Fig. 10 The tracking error before and after applying the designed tracking controller

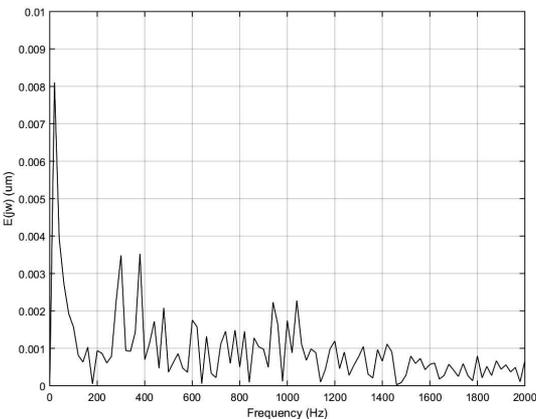


Fig. 11 The Bode plot of the tracking error after a designed controller is applied

$$J_{2c} = \max_{i, \delta} \frac{1}{100} \sum_{k=1}^{100} \frac{(L_i(j\omega_k, \delta) - L_{\min}(j\omega_k))}{L_{\min}(j\omega_k)} \quad (31)$$

PSO 알고리즘을 위해 $N_p=15$, $N_d=8$, $N_k=30$, $\alpha_{\min}=0.4$, $\alpha_{\max}=0.9$, $c_1=c_2=2.0$ 을 설정하였고 적합도 함수 J_2 는 J_{1c} 과 J_{2c} 의 중요도를 고려하였다.

$$J_2 = J_{1c} + 0.5J_{2c} \quad (32)$$

PSO 알고리즘이 종료된 후 J_{1c} 의 최소값은 0.906이고 J_{2c} 의 최소값은 1.93이다. $J_{1c} < 1$ 을 만족하면서 적합도 함수 J_2 를 최소화하는 트래킹 제어기 $C(s)$ 는 다음과 같다.

$$\frac{5.7 \times 10^6 s^3 + 2.4 \times 10^{11} s^2 + 2.5 \times 10^{15} s + 1.5 \times 10^{19}}{s^4 + 6.9 \times 10^5 s^3 + 2.3 \times 10^{11} s^2 + 3.3 \times 10^{15} s + 6.3 \times 10^{18}} \quad (33)$$

Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)는 설계된 트래킹 루프 함수와 최소 트래킹 루프 함수의 주파수 특성을 나타낸다. 목표 함수 J_{1c} 이 1보다 너무 작지 않고 목표 함수 J_{2c} 이 최소가 되도록 설계되었기 때문에 트래킹 루프 게인이 최소 트래킹 루프 게인보다 크지만 필요 이상으로 너무 크지 않는 것을 볼 수 있다.

Fig. 10은 설계된 트래킹 제어기를 트랙 추종 시스템에 적용하기 전과 후의 트래킹 에러를 나타낸다. 트래킹 제어를 시작하기 전에는 발생하는 트래킹 진동에 의해 광폭업이 1 트랙을 지나갈 때마다 트래킹 에러에 정현파가 출력된다. 그러나 트래킹 제어기를 적용한 2 ms 이후에는 트래킹 에러가 트랙 중심에서 최대 허용 에러 $\pm 0.03 \mu\text{m}$ 이내에서 유지되는 것을 볼 수 있다. Fig. 11은 트래킹 제어기가 적용된 후의 트래킹 에러의 주파수 특성을 나타낸다. 저주파에서 상대적으로 큰 주파수 성분을 가지지만 모든 주파수에서 $\pm 0.03 \mu\text{m}$ 보다 더 작은 값을 가지는 것을 볼 수 있다.

5. 결 론

이 논문에서는 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 고려한 트래킹 진동량 추정 방법을 제안하였고 추정된 진동량을 토대로 트래킹 제어기를 설계하였다. 특정 드라이브의 트래킹 루프에 대해 진

동량을 추정된 후에 디스크 반사율과 액추에이터의 불확실성의 영향을 추가로 반영하여 추정된 진동량을 보정하였다. 제안된 진동량 추정 방법은 단계별 목표 함수를 최소화하기 위해 PSO 알고리즘을 사용하였다. 추정된 트래킹 진동량을 토대로 최소 트래킹 루프 함수를 모델링하였고 강인 H_∞ 목표 함수와 루프 게인이 필요 이상으로 커지지 않도록 하는 목표 함수에 사용하였다. 그리고 PSO 알고리즘을 적용하여 목표 함수들을 최소화하는 트래킹 제어기를 설계하였다. 제안된 진동량 추정과 제어기 설계 방법은 DVD 트랙 추종 시스템에 적용하였고 실험을 통해 타당성을 검증하였다.

후 기

이 논문은 2019학년도 동의대학교 연구년 지원에 의하여 연구되었음.

References

- (1) Jin, K. B. and Lee, M.-N., 2003, Vibration Control Technology of an Optical Disk Drive, Journal of the KSNVE, Vol. 13, No. 1, pp. 48~55.
- (2) Yen, J. Y., Wang, F. J. and Chen, Y. Y., 1993, A Fuzzy Scheduling Controller for a Computerdisk File Track Following Servo, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 40, No. 2, pp. 266~272.
- (3) Choi, J.-Y., Jun, H.-G., Chun, C.-H., Lee, M.-N., Yang, H.-S. and Park, Y.-P., 2002, Disturbance Measurement of Optical Disc and Servo Loop Design Related to Its Result, Proceedings of the International Conference on Motion and Vibration Control 6.1, pp. 326~332.
- (4) Lee, M.-N., Jin, K. B. and Lee, J. K., 2005, Estimation of Tracking Vibration Quantity for an Optimal Tracking Controller Design, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 578~585.
- (5) Lee, M.-N. and Jin, K. B., 2008, A Controller Design Method for Constructing a Robust Track-following System, IEEE Transactions on Consumer Electronics, Vol. 54, No. 2, pp. 538~544.
- (6) Kennedy, J. and Eberhat R., 1995, Particle Swarm Optimization, Proceedings of ICNN'95 International Conference on Neural Networks IEEE, Vol. 4, pp. 1942~1948.
- (7) Shin, J.-H. and Lee, M., 2020, Pso-based Adaptive Neural Control for Trajectory Tracking of a Mobile Robot, Journal of Control, Automation, and System Engineering, Vol. 26, No. 6, pp. 506~516.
- (8) Li, S.-A., Hsu, C.-C., Wong, C.-C. and Yu, C.-J., 2011, Hardware/Software Co-design for Particle Swarm Optimization Algorithm, Information Sciences, Vol. 181, No. 20, pp. 4582~4596.
- (9) Hsu, C.-C., Chang, S.-C. and Yu, C.-Y., 2007, Tolerance Design of Robust Controllers for Uncertain Interval Systems Based on Evolutionary Algorithms, IET Control Theory and Applications, Vol. 1, No. 1, pp. 244~252.
- (10) Bhattacharyya, S. P., Chapellat, H. and Keel, L., 1995, Robust Control - the Parametric Approach, Upper Saddle River, New Jersey, Prentice Hall.
- (11) Zhou, K., Doyle, J. C. and Glover, K., 1996, Robust and Optimal Control, Upper Saddle River, New Jersey, Prentice Hall.
- (12) Doyle, J. C., Francis, B. A. and Tannenbaum, A. M., 1992, Feedback Control Theory, Macmillan, New York.



Moonnoh Lee received the B.S. degree in electronic engineering from Kyungpook National University in 1991, the M.S. and the Ph.D. degrees in electrical engineering from KAIST in 1993 and 1998. From 1998 to 2001, he worked for Samsung Electronics Co. as a senior research engineer. Since 2001, he has been with Department of Computer Engineering at Dong-Eui University, where he is currently a full professor. His research interests include robust control, optimal control, embedded systems, and intelligent systems.

고무공 충격음의 최소인지한계

Just Noticeable Difference of Rubber Ball Impact Sound

정 정 호[†]
Jeong-Ho Jeong[†]

(Received February 23, 2021 ; Revised March 25, 2021 ; Accepted March 25, 2021)

Key Words : Floor Impact Sound(바닥충격음), Rubber Ball Impact Sound(고무공 충격음), Just Noticeable Difference(최소인지한계), Subjective Responses(주관적 반응)

ABSTRACT

Rubber balls are used to measure the low-frequency impact sound on reinforced concrete and wooden structured apartment buildings. Previous studies on rubber ball impact sound showed that the physical properties of a rubber ball cause its impact sound to be similar to real impacts such as jumping and running of children. The rubber ball was standardized in ISO 10140-5 and ISO 16283-2, and studies on the SNQ of rubber ball were conducted. In addition, a classification on rubber ball impact sound is needed for the evaluation and labelling of low-frequency impact sounds. In this study, a subjective evaluation on the just noticeable difference (JND) of rubber ball impact sound was conducted. The presented rubber ball impact sound was recorded from wooden and reinforced concrete structures in apartment buildings. The JND of rubber ball impact sound, in which 75 % of the subjects can distinguish the loudness difference of two kinds of presented sound, was 4.65 dB for the wooden structure and 4.67 dB for the reinforced structure. On average, the JND of the rubber ball impact sound was 4.66 dB. For considering the harmonization with the classification scheme of other noise sources such as service equipment and airborne sound insulation in ISO/PRF TS 19488, a difference of 4 dB between classes is reasonable.

1. 서 론

우리나라의 바닥충격음은 맨발로 생활하는 특성으로 인해 저주파수 대역의 특성이 강한 충격음이 주로 발생하고 있다. 공동주택의 실제 바닥충격음 특성을 정확하게 측정 평가하기 위해서는 실제 충격원과 유사한 특성을 갖는 표준 충격원으로 측정하고 평가하는 것이 가장 합리적이고 실질적인 방안이다. 이를 위해 실제 우리나라

와 일본의 공동주택에서 어린이가 뛰고 달리는 특성과 유사한 특성을 갖는 것으로 알려진 고무공 충격원이 ISO 국제표준⁽¹⁻³⁾과 KS^(4,5), JIS⁽⁶⁾ 표준에 표준 충격원으로 규정되어 있다. 최근 고무공 충격음에 대한 단일 수치 평가량으로 $L_{iA, Fmax}$ 가 ISO 717-2 :2020⁽⁷⁾에 표준화되었다. 공동주택 바닥충격음 차단성능과 공기 전달음 차단성능, 건축 설비 소음에 대한 평가 등급 체계도 국제표준⁽⁸⁾으로 추진되고 있다.

공동주택의 저주파수 대역 바닥충격음 차단성능을

[†] Corresponding Author ; Member, Fire Insurers Laboratories of Korea, Researcher
E-mail : jhjeong92@gmail.com

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

‡ Recommended by Editor Byung Kwon Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

평가하는 고무공 충격음 평가 등급은 아직 표준으로 제안되지 않고 있다. 적절한 고무공 충격에 대한 평가 등급을 설정하기 위해서는 청감실험 결과를 바탕으로 실제 공동주택의 중량충격음 차단성능 실태와 기술 개발 수준 등을 종합적으로 고려하여 평가 등급 체계를 수립하여야 한다. 이와 함께 평가 등급 간격 설정도 중요한 평가 요인으로 인식되고 있다. ISO 국제표준⁽⁸⁾에서는 모든 평가 지표의 등급을 4 dB 간격을 간격으로 설정을 하고 있다. 일본건축학회⁽⁹⁾에서 권장기준으로 제안하고 있는 건축음향 평가 등급은 대부분 5 dB 간격으로 되어있다.

이에 이 연구에서는 우리나라의 철근콘크리트 구조 공동주택과 일본의 목구조 공동주택의 고무공 충격음을 대상으로 최소인지한계(JND, just noticeable difference) 실험을 진행하였다. 실험 결과는 고무공 충격음 평가 등급의 등급 사이 간격 설정 등의 참고 자료로 활용할 수 있다.

2. 기존 연구

실제 공동주택에서 발생하는 주요 충격원은 어린이가 뛰고 달리는 소음^(10,11)이 가장 많은 것으로 알려졌다. 고무공 충격원은 어린이가 뛰고 달리는 특성과 유사한 물리적, 청감적 특성을 갖고 있는 충격원으로 보고되었다⁽¹²⁾. 고무공 충격원(rubber ball)은 JIS⁽⁶⁾, KS⁽⁴⁾와 함께 시험실 및 현장에서의 바닥충격음 측정 방법 국제표준⁽¹³⁾에 heavy/soft impact source로 표준화되었다. 최근에는 현장에서의 품질관리 등을 위한 고무공 충격음 간이 측정 방법(survey method)가 표준화되고 있다⁽¹³⁾. 고무공 충격음의 단일수치평가방법(SNQ, single number quantity)을 제안하기 위하여 철근콘크리트 구조와 목구조 공동주택에서 녹음된 고무공 충격음에 대한 주관적 반응(*SD* 등)에 대한 반응과 다양한 평가 지표와의 상관성을 분석하여 $L_{iA, Fmax}$ 가 제안되었다⁽¹⁴⁾.

바닥충격음 평가 방법과 등급은 청감실험 또는 공동주택 실제 거주자의 반응에 대한 설문조사 등을 바탕으로 수립되고 있다. Kim and Jeon⁽¹⁵⁾은 실내 공간의 울림 또는 잔향시간 변화와 피험자의 소음 민감도가 고무공 충격음 반응에 미치는 영향을 조사하였다. Ryu et. al^(16,17)은 서브우퍼를 이용하여 중량충격음 재현하여 청감실험과 공기 전달음 차단성능에 대한 최

소인지한계 연구를 진행하였다.

공동주택 음향성능 표시를 위한 공기 전달음, 경량충격음, 설비소음 등에 대한 등급을 A~F등급으로 규정하는 기술시방⁽⁸⁾이 국제 표준화되고 있다. ISO/TS 19488 표준은 유럽연합 여러 국가의 성능 등급과 실제 차단성능을 종합한 연구(EU COST 0901⁽¹⁸⁾)를 기반으로 하고 있으나 고무공 충격음에 대한 평가 등급은 포함되지 않은 상태이다.

3. 고무공 충격음 최소인지한계 실험

고무공 충격음에 대한 최소인지한계 실험을 위해 바닥충격음 저감용 완충재가 설치된 우리나라의 9개 공동주택에서 고무공 충격음 음원(K1~K9)을 활용하였다. 우리나라 철근콘크리트 구조 공동주택의 고무공 충격음은 210 mm 두께의 슬래브와 20 mm, 30 mm, 60 mm 두께의 완충재가 적용된 입주전 공동주택의 거실의 중앙부의 120 cm 높이에서 monoral 방법으로 녹음되었다. 또한, 일본 목구조 공동주택에서의 바닥 충격음 연구⁽¹⁶⁾를 위해 사용한 6가지 고무공 충격음(J1~J6)도 함께 제시하였다. 일본 목구조 공동주택의 고무공 충격음은 서로 다른 저감 구조가 적용된 목구조의 목업 주택에서 녹음한 음원을 사용하였으며, 150 cm 높이에서 monoral 방법으로 녹음되었다.

고무공 충격음의 최소인지한계 실험은 청감실험 전용 부스에서 실시하였으며 실제 공동주택의 거실 조건과 유사하게 구현하기 위하여 Fig. 1과 같이 소파 탁자와 같은 거실용 가구와 TV 등을 배치한 상태로 진행하



Fig. 1 Listening test booth where JND experiment was conducted

었다. 청감실험을 시행한 청감실험 부스의 배경 소음은 약 20 dB 정도 수준이었으며 잔향시간은 500 Hz 약 0.4 s 정도였다. 고무공 충격의 최소인지한계 실험에서 저주파수 대역의 충분한 재현을 위해 서브우퍼(Genelec 7060B)를 사용했으며, 실감이 나는 재현을 위한 중고주파수 대역의 재현은 네 개의 라우드스피커(Genelec 8030)를 사용하여 고무공 충격음을 제시하였다.

고무공 충격음의 제시는 음원의 소리 크기에 따른 최소인지한계를 비교하기 위하여 10 dB 정도 소리 크기 차이가 있도록 조정하여 피험자에게 2가지 소리 크기로 제시하였다. 고무공은 충격음의 레벨 크기 변화를 평가하기 위하여 기준음원을 먼저 제시하였으며, 그런 다음 비교음원을 제시하였다. 비교음원과 기존의 소리 크기는 차이는 2 dB에서 6 dB까지 3단계적으로 변화시켜 실험을 진행하였다. 비교음원은 소리 크기를 증가(+방향), 감소(-방향)시켜 상대적인 소리 크기에 의한 영향을 배제하였다. 평가음원 제시는 무순서로 제시하여 음원 제시 순서에 의한 영향을 최소화하였다. 청감실험 진행과 피험자 응답 수집은 MEDS

2000(music experiment development system) 프로그램을 사용하여 진행하였다.

30대 ~ 50대인 28명의 피험자가 청감실험에 참여하였으며, 대부분 공동주택에 살고 있거나 살아본 경험이 있었다. 피험자 반응은 제시된 두 가지 고무공 충격음의 차이를 조사하였다. 이렇게 수집된 피험자 반응은 소리 크기가 다르다고 응답한 비율을 정답 비율로 환산하여 정리하였다.

3.1 목구조 공동주택 고무공 충격음

Table 1과 2는 일본의 목구조 공동주택과 우리나라의 철근콘크리트 구조 공동주택의 고무공 충격음에 최소인지한계 반응과 제시된 기준음원의 주파수 특성을 함께 정리한 것이다. 파란색 실선은 제시된 기준음원의 주파수 특성을 표시한 것이며, 빨간색 실선은 기준음원보다 비교음원을 크게(+방향), 작게 제시한 경우(-방향)의 피험자 반응을 나타낸 것이다. 녹색 점선은 기준음원 더 크게, 작게 제시한 경우의 피험자 반응 평균치이다. 각 제시음원 특성에 대한 JND

Table 1 Frequency characteristics of presented rubber ball impact sound from wooden structure apartment buildings and subjective responses on JND experiments

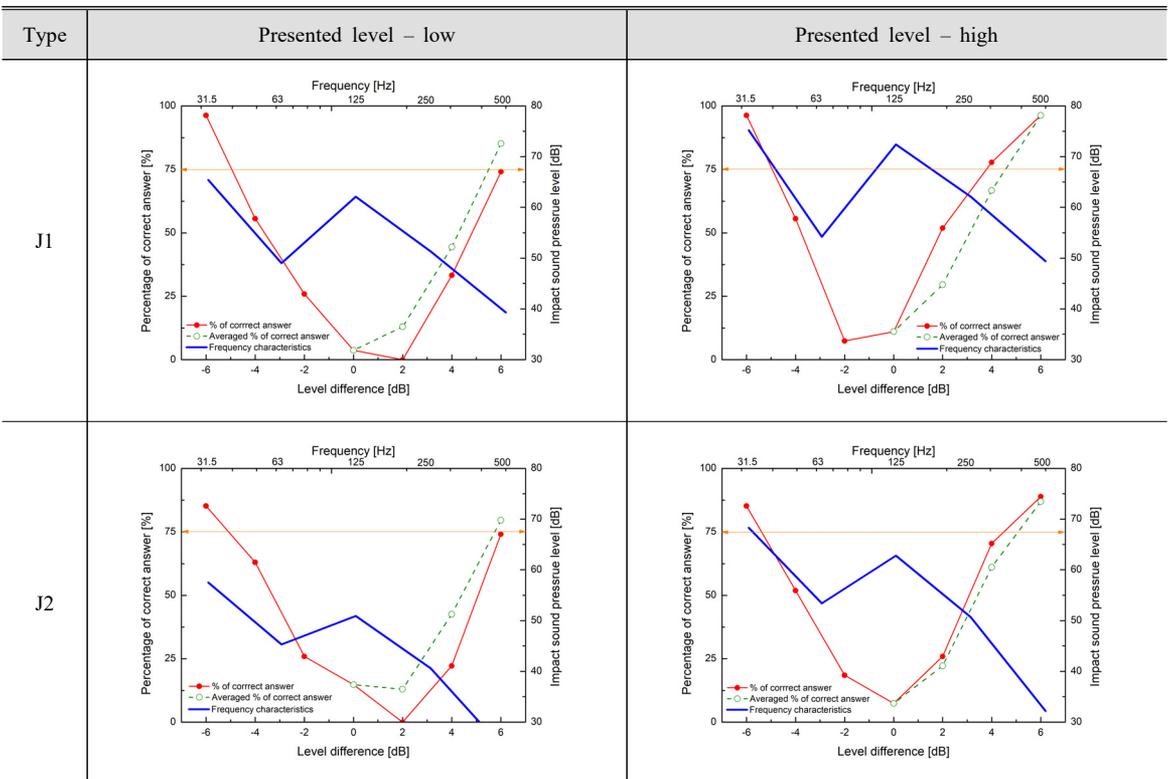
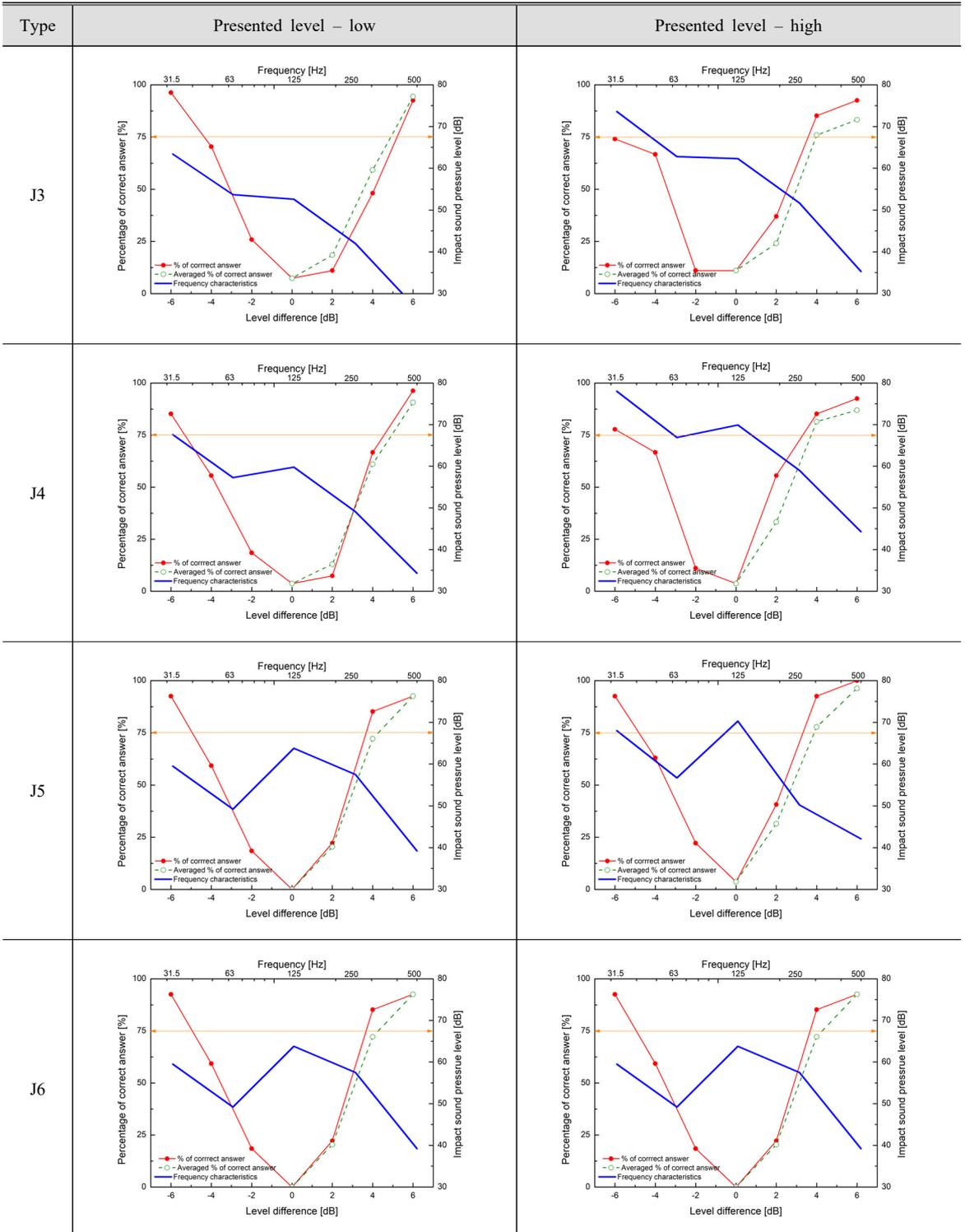


Table 1 Frequency characteristics of presented rubber ball impact sound from wooden structure apartment buildings and subjective responses on JND experiments (continue)



는 피험자의 75 %^(19,20)가 소리 크기를 인지한 레벨을 기준으로 하여 화살표로 표시하였다.

목구조 공동주택의 고무공 충격음 주파수 특성은 Table 1에서와같이 대부분 125 Hz 대역의 특성이 높은 것으로 분석되었다. Table 1의 J3 음원은 다른 목구조 공동주택의 고무공 충격음에 비하여 125 Hz 대역의 특성이 낮게 나타났다. 목구조 공동주택의 고무공 충격음 레벨이 낮게 제시된 경우(Presented level - low) 기준음원을 제시한 다음에 크기가 큰 음원을 제시한 경우와 크기가 작은 음원을 제시한 경우의 주관적 반응 차이가 J3~J6 음원은 유사하였다. 고무공 충격음 제시 레벨을 크게 한 경우(Presented level - high) 기준음원을 들려준 다음 레벨이 큰 음원을 제시한 경우 소리 크기를 구분하는 비율이 증가한 것을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 J3~J6 음원은 물론 J1, J2 음원에서도 확인된다. 소리 크기 차이를 75 %의 피험자가 구분하는 수준을 최소인지한계로 설정하고, 제시된 두 가지 고무공 충격음 음원의 레벨 차이를 75 %의 피험자가 구분하는 레벨을 Table 2에 정리하였다.

고무공 충격음 제시 레벨이 상대적으로 낮은 경우 비교음원의 크기가 큰 경우 소리 크기 차이를 75 %의 피험자가 구분하는 레벨의 평균은 5.04 dB, 비교음원의 크기가 작은 경우는 평균 4.95 dB이었다. 그러나, 비교음원의 크기 그룹에 따른 차이는

통계적으로 유의미하지 않은 것으로 분석되었다.

고무공 충격음 레벨을 상대적으로 크게 제시한 경우 비교음원의 크기가 큰 경우 소리 크기 차이를 75 %의 피험자가 구분하는 레벨, 즉 최소인지한계(JND)의 평균은 3.51 dB, 비교음원의 크기가 작은 경우는 평균 5.37 dB 이었다. 비교음원의 소리 크기별 최소인지한계 레벨을 통계분석(독립표본 T-검정)을 한 결과 통계적으로 유의미한 차이가 있는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 비교음원으로 고무공 충격음 레벨을 크게 하여 제시한 경우 피험자가 더 민감하게 반응하여 소리 크기 차이를 잘 구분하는 것을 알 수 있다. 피험자에게 제시한 고무공 충격음의 레벨을 작게 한 경우의 최소인지한계 평균은 5.04 dB, 고무공 충격음 소리 크기를 크게 한 경우에는 4.26 dB로 피험자에게 소리를 크게 제시한 경우 소리 크기 차이를 더 잘 구분하는 것으로 나타났다. 이와 같은 제시 소리 크기별 최소인지한계 차이에 대하여 그룹 간 독립표본 T검정을 실시한 결과 Table 2에서와 같이 유의확률 0.01에서 통계적으로 유의미한 차이가 있는 것으로 확인되었다.

3.2 철근 콘크리트구조 공동주택 고무공 충격음

Table 3의 결과는 우리나라의 바닥충격음 저감용 완충재가 적용된 9개 철근콘크리트 구조 공동주택에

Table 2 Rubber ball impact sound pressure level on the 75 % of subjects distinguished the level difference of rubber ball impact sounds (unit: dB)

Type	Presented level - low		Presented level - high		Averaged level of both areas	
	Comparison sound source level decreased	Comparison sound source level increased	Comparison sound source level decreased	Comparison sound source level increased	Presented level - low	Presented level - high
J1	4.95	6.05	4.95	3.79	5.50	4.56
J2	5.08	6.04	5.39	4.50	5.75	5.07
J3	4.36	5.21	6.25	3.58	4.89	3.96
J4	5.31	4.56	5.50	2.95	4.94	3.73
J5	5.08	4.72	4.81	3.32	4.87	3.88
J6	4.94	3.68	5.32	2.94	4.27	4.38
Average	4.95	5.04	5.37	3.51	5.04	4.26
Difference	-0.09		1.86**		0.78**	

* significance probability 0.05, ** significance probability 0.01

의 고무공 충격음에 대한 최소인지한계 실험 결과와 제시된 기준 고무공 충격음의 주파수 특성을 함께 나타낸 것이다. Table 4는 각각의 고무공 충격음에 대한 주관적 반응을 바탕으로 피험자의 75%가 제시된 소리 크기를 구분하는 레벨을 최소인지한계로 계산하여 정리한 것이다. 철근콘크리트 구조 공동주택의 고무공 충격음 주파수 특성은 두 가지 특성으로 분류할 수 있다. 주파수 대역이 낮아짐에 따라 주파수 대역별 고무공 충격음 레벨이 증가하는 음원과, 125 Hz

대역 또는 250 Hz 대역의 레벨이 상대적으로 높은 음원(K1, K4, K8)으로 구분된다. K5 음원의 경우 고무공 충격음을 큰 레벨로 제시한 경우 기준음원 보다 +6 dB 큰 비교음원을 제시하는 조건은 실험과정에서 누락되어 비교음원의 크기를 줄여 제시한 결과로 평균값을 추정하였다. K9 음원의 경우 고무공 충격음 레벨을 크게 제시한 실험에서 기준음원보다 비교음원의 레벨을 -6 dB까지 줄여서 제시하였으나 75%의 피험자가 소리 크기를 구분하지 못하여 -4 dB과 -6 dB

Table 3 Frequency characteristics of presented rubber ball impact sound from reinforced concrete structure apartment buildings and subjective responses on JND experiments

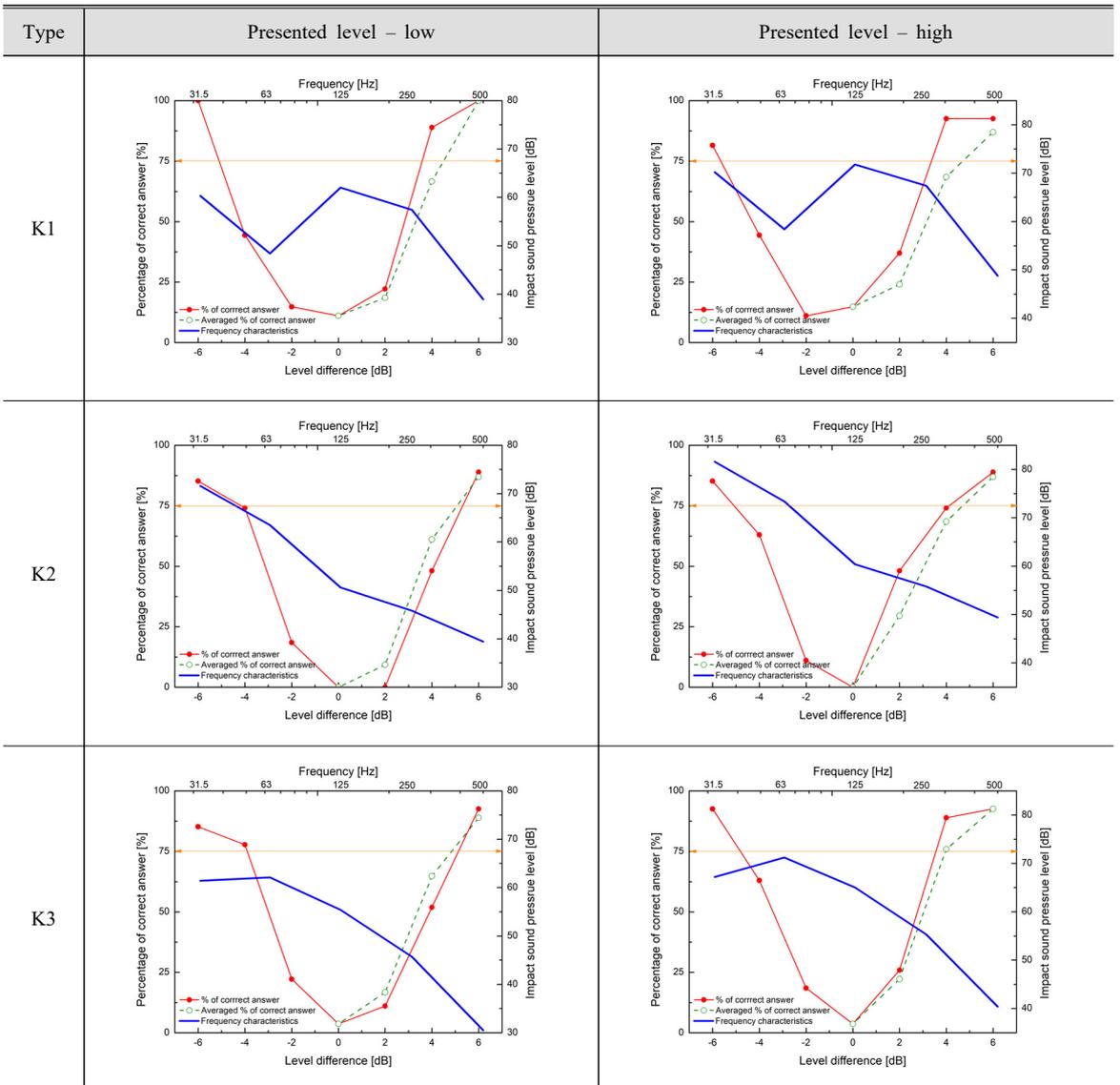


Table 3 Frequency characteristics of presented rubber ball impact sound from reinforced concrete structure apartment buildings and subjective responses on JND experiments (continue)

Type	Presented level – low	Presented level – high
K4		
K5		
K6		
K7		

Table 3 Frequency characteristics of presented rubber ball impact sound from reinforced concrete structure apartment buildings and subjective responses on JND experiments (continue)

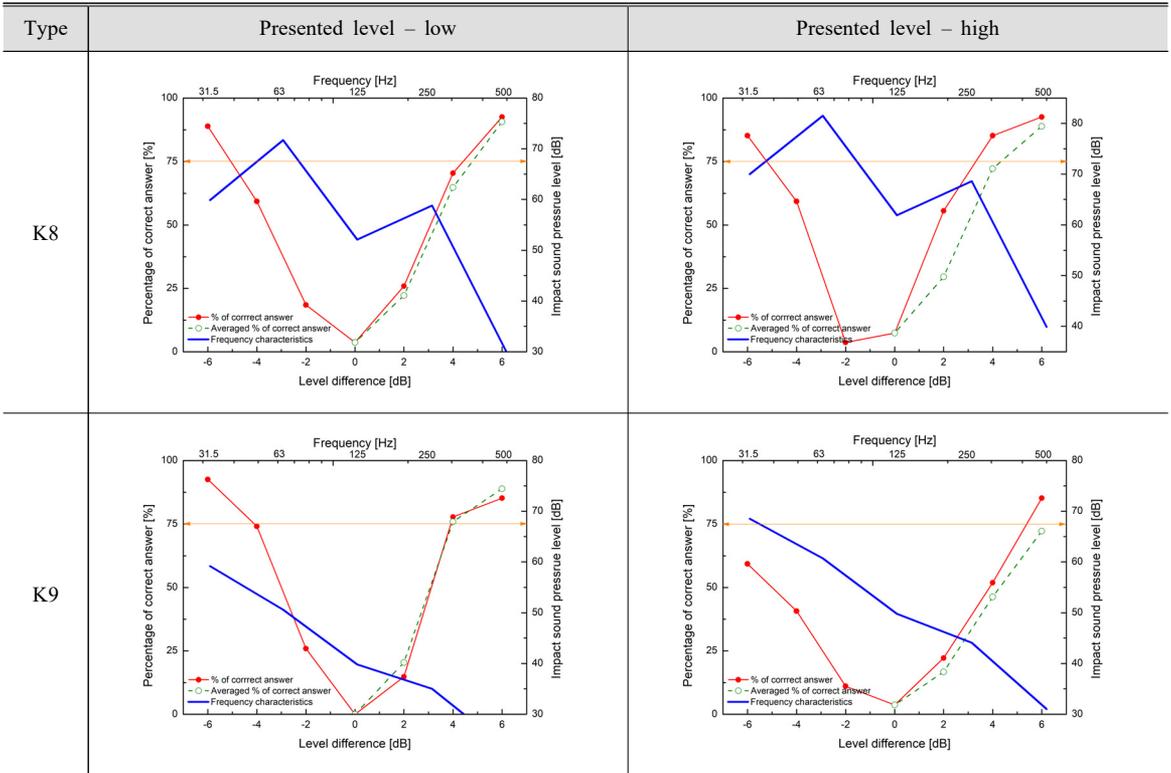


Table 4 Rubber ball impact sound pressure level on the 75 % of subjects distinguished the level difference of rubber ball impact sounds (unit: dB)

Type	Presented level - low		Presented level - high		Averaged level of both areas	
	Comparison sound source level decreased	Comparison sound source level increased	Comparison sound source level decreased	Comparison sound source level increased	Presented level - Low	Presented level - High
K1	5.10	3.54	5.65	3.37	4.50	4.70
K2	4.17	5.32	5.08	4.13	5.07	4.70
K3	3.90	5.14	4.81	3.56	4.85	3.97
K4	3.50	4.42	5.39	3.38	3.79	4.50
K5	5.13	6.04	3.89	-	5.82	4.93
K6	3.88	5.38	4.13	3.61	4.94	3.82
K7	3.86	5.38	6.17	3.69	4.94	4.25
K8	5.06	4.42	5.21	3.31	4.79	4.33
K9	4.10	3.91	(7.70)	5.39	3.97	6.21
Average	4.30	4.84	5.04	3.81	4.74	4.60
Difference	0.54		1.33**		0.14	

* significance probability 0.05, ** significance probability 0.01

구간 피험자 반응을 바탕으로 추정된 값이다. 철근콘크리트 구조 공동주택에서의 고무공 충격음 크기를 작게 제시한 조건에서 비교음원을 기준음원보다 크게 한 경우(+방향)와 작게 한 경우(-방향)의 최소인지한계의 평균은 각각 4.84 dB, 4.30 dB였으나, 철근콘크리트 구조의 고무공 충격음 실험한 결과와는 통계적으로 유의미한 차이가 있지는 않았다. 고무공 충격음 제시 레벨을 크게 한 경우 기준음원보다 비교음원을 크게 제시(+방향)한 경우의 최소인지한계 평균값(K5음원 결과 제외)은 3.81 dB, 비교음원을 작게 제시(-방향)한 경우의 최소인지한계 평균값은 5.04 dB로 나타났다. 비교음원 제시 크기에 따른 최소인지한계 차이는 통계적으로도 유의미한 것으로 분석되었다. 최소인지한계 평균값은 기준음원 크기를 작게 제시한 경우 4.74 dB, 기준음원 크기를 크게 한 경우 4.60 dB로 나타났으나, 통계적으로 유의미한 차이는 없는 것으로 분석되었다.

4. 토의 및 결론

철근콘크리트 공동주택의 고무공 충격음에 대한 최소인지한계 실험 결과와 목구조 공동주택의 고무공 충격음의 실험 결과와는 유사한 경향성을 갖는 것을 확인할 수 있다. 기준음원 제시 크기와 비교음원의 크기 변화에 따라 목구조와 철근콘크리트 구조 공동주택에서의 고무공 충격음에 대한 최소인지한계 차이에 대하여 통계적으로 유의미한 차이가 있는지를 분석하였다(Table 5 참고). 기준음원 크기를 작게 제시하고 비교 음원을 기준음원에 비하여 작게 제시한 경우 목구조와 철근콘크리트 구조에서의 고무공 충격음 최소인지한계는 Table 2와 Table 4에서와같이 각각 4.30 dB, 4.95 dB였다. 두 구조형식 사이의 최소인지한계 차이는 0.65 dB였으며, 두 가지 구조형식의 음원에 대한 독립표본 T검정 수행 결과 유의확률 0.01 수준에서 통계적으로 유의미한 것으로 분석되었다. 나머지 실험조건에서의 두 음원 그룹 간 최소인지한계 차이는 유의확률 0.05 수준에서도 통계적으로 유의미하지 않은 것으로 확인되었다.

고무공 충격음에 대한 최소인지한계 청감실험 결과 75%의 피험자가 소리 크기를 구분한 고무공 충격음 크기 차이는 4.26 dB ~ 5.02 dB 범위로 나타났다. 목구조 공동주택의 고무공 충격음의 최소인지한

Table 5 Statistical analysis results on the JND between rubber ball impact sound from wooden frame structure and reinforced concrete structure

Experimental condition		Difference between two groups
Presented level - Low	Comparison sound source level decreased	0.65*
	Comparison sound source level increased	0.20
Presented level - High	Comparison sound source level decreased	0.33
	Comparison sound source level increased	0.29
Averaged level of both areas	Presented level - Low	0.30
	Presented level - High	0.34

* significance probability 0.05,
 ** significance probability 0.01

계는 평균 4.65 dB, 철근콘크리트 구조 공동주택의 고무공 충격음 최소인지한계는 4.67 dB였다. 두 가지 구조형식의 고무공 충격음에 대한 최소인지한계의 평균은 4.66 dB이었다.

상대적으로 큰 소리 크기로 고무공 충격음을 제시한 최소인지한계 청감실험의 경우 비교음원의 소리 크기에 따른 피험자의 반응은 목구조 공동주택과 철근콘크리트 구조 공동주택의 고무공 충격음에서 모두 차이가 있는 것으로 확인되었다. 목구조 공동주택의 고무공 충격음에서는 비교음원 제시 크기에 따른 최소인지한계 차이가 더 크게 나타났다.

고무공 충격음의 최소인지한계에 대한 기존 연구⁽¹⁹⁾에서는 최소인지한계가 1.5 dB로 제시되었다. 이는 이 연구의 고무공 충격음 최소인지한계와 차이가 있는 것을 확인할 수 있다. 이전 연구의 청감실험은 청감실험 전용 부스에서 스테레오 다이폴 시스템과 서브우퍼를 이용하여 125 Hz 대역이 가장 높은 음압레벨을 갖는 고무공 충격음을 활용하였다. 또한, 20대~30대 피험자를 대상으로 실험하였다. 그러나 이 연구에서는 63 Hz와 31.5 Hz 대역의 충격음 레벨이 상대적으로 큰 여러 가지 고무공 충격음을 실제 공동주택 거실과 유사하게 조성된 환경에서 30대~50대 피험자를 대상으로 실험하였다. 기존 연구와 이 연구의 최소인지한

계는 고무공 충격음 주파수 특성 실험 환경에 따라 피험자가 제시된 소리에 집중하는 정도 등이 달랐기 때문으로 판단된다.

이 연구에서 제시한 고무공 충격음의 경우 저주파수 대역이 주요하여서 최소인지한계가 4 dB 보다 크게 나타났다. Jeong⁽²¹⁾의 연구에서는 고무공 충격음의 레벨 차이를 95%의 피험자가 구분하는 정도가 4 dB 정도로 나타났다. 주거용 건축물의 음향등급을 규정하고 있는 ISO/TS 19488⁽⁸⁾의 경우 중고주파수 대역과 저주파수 대역의 소음을 함께 평가하는 설비소음, 공기 전달음 차단성능 등의 등급을 모두 4 dB 간격으로 설정하고 있다.

일본건축학회의 중량충격음 권장기준⁽⁹⁾은 5 dB 간격으로 등급이 설정되어 있다. 5 dB 간격으로 평가 등급을 설정하는 경우, 더욱 명확하게 많은 사람이 소리 크기 차이를 인지할 수 있다. 그러나, 4 dB 간격으로 등급을 설정할 경우, 이 연구의 실험결과를 바탕으로 단순히 비교하면 약 64%의 사람들이 소리 크기를 구분할 수 있는 정도이다. 설비소음과 공기 전달음 차단성능 평가 등급체계와의 일관성 등을 고려하면 4 dB 간격으로 고무공 충격음 평가 등급을 설정하는 것도 합리적인 것으로 판단된다.

References

(1) ISO 10140-3:2010 Acoustics — Laboratory Measurement of Sound Insulation of Building Elements — Part 3: Measurement of Impact Sound Insulation.
 (2) ISO 10140-5:2010 Acoustics — Laboratory Measurement of Sound Insulation of Building Elements — Part 5: Requirement for Test Facilities And Equipment.
 (3) ISO 16283-2:2020 Acoustics — Field Measurement of Sound Insulation in Buildings and of Building Elements — Part 2: Impact Sound Insulation.
 (4) KS F 2810-2 Field Measurements of Floor Impact Sound Insulation of Buildings — Part 2: Method Using Standard Heavy Impact Sources.
 (5) KS F ISO 10140-3 Acoustics — Laboratory Measurement of Sound Insulation of Building Element — Part 3: Measurement of Impact Sound Insulation.
 (6) JIS A 1418-2 Acoustics — Measurement of Floor Impact Sound Insulation of Buildings — Part 2: Method

Using Standard Heavy Impact Sources.

(7) ISO 717-2:2020 Acoustics — Rating of Sound Insulation in Buildings And of Building Elements — Part 2: Impact Sound Insulation.

(8) ISO/TS 19488 Acoustics — Acoustic classification of dwellings.

(9) 日本建築學會, 1997, 建築物の遮音性能基準と設計指針.

(10) Jeon, J. Y., 2001, Subjective Evaluation of Floor Impact Noise Based on the Model of ACF/IACF, Journal of Sound and Vibration, Vol. 241, No. 1, pp.147~155.

(11) Kim, S., 1989, A Study on the Evaluation of Impact Sound Insulation Performance of Floor Impact Sound Level in Apartment House, Doctoral dissertation, Seoul National University.

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

(13) ISO 10052 Acoustics — Field Measurements of Airborne and Impact Sound Insulation and of Service Equipment Sound — Survey method.

(14) 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.

(15) Kim, J. H., Ryu, J. K. and Jeon, J. Y., 2013, Effect of Temporal Decay on Perception of Heavy-weight Floor Impact Sounds, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 134, No. 4, pp. 2730~2738.

(16) Ryu, J., Sato, H., Kurakata, K., Hiramitsu, A., Tanaka, M. and Hirota, T., 2011, Relation Between Annoyance and Single-Number Quantities for Rating Heavy-weight Floor Impact Sound Insulation in Wooden Houses, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 129, No. 5, pp. 3047~3055.

(17) Lee, J., Kim, H. S., Ryu, J. and Kim, K., 2019, Just Noticeable Difference of SPL in Low-frequency Range for Airborne Sounds in Residential Space, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 6, pp. 696~704.

(18) EU Cost Action TU 0901, 2014, Building

Acoustics throughout Europe Volume 1: Towards a Common Framework in Building Acoustics throughout Europe.

(19) Jeon, J. Y., Lee, P. J., Kim, J. H. and Yoo, S. Y., 2009, Subjective Evaluation of Heavy-weight Impact Sounds in Relation to Spatial Characteristics, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 125, No. 5, pp. 2987~2994.

(20) Levitt, H. C. C. H., 1970, Transformed Up-down Methods in Psychoacoustics, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 49, No. 2, pp. 467~477.

(21) Jeong, J., 2004, Floor Impact Noise Classification Based on Subjective Evaluations and

Comparisons of Standard Impact Sources, Doctoral Dissertation, Hanyang University.



Jeong-Ho Jeong is currently a senior researcher at Fire Insurers Laboratories of Korea(FILK). He received his M.S. and Ph.D. degree in architectural engineering from Hanyang University, Korea. His research interests include standardization in the building acoustics field. Also, he has an interest in the AES(Acoustic Evacuation Signal) for fire and disaster.

마찰진자시스템이 적용된 전기캐비닛의 3축 진동대 시험에 의한 내진성능평가

Seismic Performance Evaluation via Triaxial Shaking Table Test for an Electrical Cabinet with Friction Pendulum System

전 법 규* · 김 성 완* · 윤 다 운* · 주 부 석** · 정 우 영†

Bub-Gyu Jeon*, Sung-Wan Kim*, Da-Woon Yun*, Bu-Suk Ju** and Woo-Yong Jung†

(Received February 23, 2021 ; Revised March 30, 2021 ; Accepted March 30, 2021)

Key Words : Friction Pandulum System(마찰진자 시스템), Seismic Performance Evaluation(내진성능 평가), Shaking Table Test(진동대 시험), Vibration Characteristics(진동특성)

ABSTRACT

In recent years, earthquakes have caused more damage to non-structural components than to structures. Among the non-structural components, the electrical panel is one of the important devices used to maintain the functions of the facility. Therefore, it is very important to protect the electrical cabinet from earthquakes. Seismic performance can be improved while minimizing design changes by applying a seismic isolation system. FPS (friction pendulum system) is an isolation system that is capable of isolating structures from earthquakes by using the properties of a pendulum. The natural frequencies of the structures can be determined by designing the radius of curvature of the FPS. In this study, the seismic performance of an FPS with an overturn prevention device was evaluated through a 3-axis shaking table test. The seismic isolator was installed on an RTU panel used in hydroelectric power plants.

1. 서 론

세계적으로 규모 5 이상 지진의 발생 빈도는 매년 증가하고 있다. 한반도 또한 지진관측을 시작한 이후 지진의 발생추이는 꾸준히 증가하고 있다. 2019년 까지 규모 4 이상의 지진이 50회 이상 발생하였으며 규모 5 이상의 지진은 10회 이상 발생하였다. 따라서 지진에 의한 사회적, 경제적 손실을 줄이기 위한 내진

설계의 필요성이 강조되기 시작하였다.

최근 국내외 지진피해사례에서 다수의 지진피해가 비구조요소의 손상에 의해 발생하였다. 이와 같이 구조물의 내진설계가 충분하더라도 주요기능을 담당하는 기기·설비에 피해가 발생할 수 있다. 한반도와 같은 중진 지역에서는 지진피해의 양상이 비구조요소에 집중될 가능성이 있으며, 실제로 2016년 경주지진과 2017년 포항지진을 통해 전기기기, 배관설비 등의 다양한 비구조요소의 피해가 보고된 바 있다^{(1,2)}}.

† Corresponding Author; Gangneung-Wonju National University, Professor

E-mail : woojung@gwnu.ac.kr

* Member, Seismic Research and Test Center, Pusan National University, Senior Researcher

** Kyung Hee University, Professor

‡ Recommended by Editor Jung Woo Sohn

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

대표적인 기계·전기 비구조요소인 전기캐비닛은 일반적으로 시설물 고유의 기능을 유지하기 위하여 제어와 통신 등의 역할을 담당한다. 따라서 전기캐비닛의 손상은 시설의 기능장애를 유발할 수 있다. 특히 발전플랜트, 송변전설비와 같은 사회기반 시설의 피해는 사회전반적인 막대한 손실을 동반하기 때문에 반드시 안전성이 확보되어야 한다. 따라서 주요 기능을 담당하는 전기캐비닛의 지진거동특성을 분석하고 내진성능 평가하기 위한 많은 연구가 수행되고 있다⁽³⁻⁶⁾. 캐비닛을 구성하는 주요 부품의 독립적인 내진성능평가를 위하여 캐비닛의 내부 응답을 추정하기 위한 연구가 수행되었으며^(7,8), 캐비닛의 로킹과 들림에 의해 발생하는 충격하중과 증폭되는 응답특성을 분석하기 위한 연구도 진행되었다^(9,10). 선행 연구의 결과로부터 전기캐비닛은 지진하중에 의해 잠금장치의 파손, 지지부의 손상, 구성품의 탈락 등의 구조적인 손상이 발생할 수 있으며 부품의 떨림과 문의 쿵광거림, 로킹과 들림에 의한 충격하중에 의해 내부 응답가속도가 크게 증가하는 것이 확인되었다.

지진 발생이 잦은 일본의 경우 과거에 적용하던 구조물 보강에 의한 내진설계보다는 면진과 제진 기술을 적극적으로 적용하려는 추세이다. 천연고무베어링(natural rubber bearing, NRB), 고감쇠고무베어링(high damping rubber bearing, HDRB) 그리고 마찰진자시스템(friction pendulum system, FPS) 등의 면진장치가 일반적으로 사용되며, 구조물 하부와 기초의 경계지점에 설치되어 지진하중의 영향을 감소시키는 역할을 한다⁽¹¹⁾. 면진장치는 1980년대 초부터 건축 구조물, 교량 등의 다양한 사회기반 시설물에서 주로 적용되어왔으며, 효과적인 지진력 저감 성능이 입증되어 현재까지 확실한 지진대응 시스템 중 하나로 인식되어왔다⁽¹²⁾. 최근 복잡한 설계변경 없이 지진동과 충격으로부터 전기캐비닛을 안전하게 보호하기 위하여 캐비닛의 하부에 면진 장치를 적용하기 위한 노력이 진행되고 있다.

원자력 분야에서는 면진장치를 적용한 비상디젤발전기의 지진취약도를 분석하기 위한 연구와⁽¹³⁾ 면진장치의 종류에 따른 지진거동 특성을 평가하기 위한 시험적 연구가 수행된 바 있다^(14,15). 마찰진자시스템의 경우 기기설비에 적용하기 위하여 진동대 시험으로 진동저감 특성의 분석이 수행되기도 하였다^(16,17). 그러나 대부분의 연구는 면진장치의 축소모형을 사용하여

현장 설치조건에 모사가 부족하거나, 강재를 이용하여 기기의 하중을 모사하여 캐비닛의 높고 비대칭적인 무게중심과 구성품의 로컬모드 등을 적절히 표현하지 못하는 실정이다. 또한 대부분의 진동대 시험을 이용한 면진장치의 성능평가는 수평 양방향에 대해 수행된다. 수평 양방향과 수직방향의 하중 조합을 고려하여 3축 동시진동에 의한 진동대 시험으로 면진장치의 3차원 거동 특성과 진동 저감 성능을 분석한 사례는 제한적이며 국내에서는 관련 연구결과를 찾기 어려운 실정이다. 따라서 이 논문에서는 실규모 3축 진동대 시험에 의하여 전기캐비닛에 적용하는 마찰진자 시스템의 진동저감 성능을 확인하고자 하였다.

건축물 내진설계기준⁽¹⁸⁾에서 지진 발생 이후에 그 기능이 반드시 유지되어야 하는 주요 비구조요소는 진동대 시험을 통하여 내진성능을 증명할 것을 규정하고 있다. ASCE 7에서는 비구조 요소는 지진하중 및 상대변위 요구사항을 만족시켜야 하며, 기능적 전기적 결함이 발생하지 않아야 할 것을 명시하고 있다. 이러한 비구조요소에 대하여 지진에 대한 요구성능의 만족 여부는 ICC-ES AC 156등의 실험방법으로 검증할 수 있다⁽¹⁹⁾. 따라서 이 논문에서는 ICC-ES AC 156의 실험방법을 참조하여 3축 진동대 시험을 수행하였다.

형상계수가 너무 작은 고무베어링의 사용은 올바른 전단변형을 저해하고 휨변형에 의한 거동을 유발시킬 가능성이 있다. 그러나 마찰진자시스템의 경우, 주파수 영역에 크게 영향 받지 않고 전 영역에서 고른 지진력 저감효과를 가진다⁽¹⁴⁾. 하지만 마찰진자 시스템은 설계초과지진에 의해 볼의 이탈 또는 전도의 위험이 있다. 따라서 이 연구에서는 전도 방지를 위한 스토퍼와 추가 복원력 확보와 상부구조의 이탈방지를 목적으로 하는 스프링이 적용된 볼트랜스퍼형 마찰진자시스템인 부전도 면진장치를 전기캐비닛의 한 종류인 RTU패널의 하부에 설치하여 3축 진동대 시험을 수행하였으며, RTU패널의 주요 위치에서의 응답신호를 계측하고 분석하였다.

2. 시험대상 및 설치조건

이 연구에서 사용한 전기 캐비닛은 RTU(remote terminal unit)패널이다. RTU는 원격지에서 데이터를 수집해 전송 가능한 형식으로 데이터를 변환한 뒤 상위

대상 시스템으로 송신하며, 또한 데이터를 수신하여 지시되는 일련의 작업 절차들을 수행하는 장치로서 발전 시설의 제어를 위하여 사용되는 중요한 설비이다. 시험 결과의 신뢰성을 향상시키기 위하여 수력발전소 현장에서 사용하였던 2기가 연결된 RTU패널을 시험대상으로 하였다. RTU패널의 하부에 면진장치를 설치하였으며, 수평 2방향과 수직 1방향을 고려한 3축 진동대 시험을 수행하였다. Table 1은 시험대상인 RTU패널과 면진장치의 상세이다. 여기서 RTU패널은 열반된 두 캐비닛의 무게를 표시하였으며, 면진장치의 무게는 진동대 고정을 위한 지그를 포함한 것이다.

기기적용을 위해 개발된 기존의 마찰진자시스템은 상하진동에 의해 유격이 발생하여 들림에 의한 충격, 볼의 이탈 및 상부구조물의 전도가 발생할 우려가 있다. 시험에서 사용한 면진장치는 (주)파워엔텍에서 개발한

부전도 면진장치이다. 이 면진장치는 마찰진자시스템의 한 종류로써 Fig. 1(a)와 같은 볼트랜스퍼(ball transfer)를 사용하여 볼의 이탈을 방지하고, Fig. 1(b)와 같이 면진장치의 상판과 하판을 연결하는 스프링을 설치하여 수평방향의 복원력과 함께 수직방향의 구속력을 제한적으로 확보하였다. 그리고 상부구조의 이탈과 전도를 방지하기 위한 스톱퍼가 설치되었다. Fig. 1(c)는 부전도 면진장치의 평면도이고 Fig. 2는 진동대에 설치된 RTU패널의 사진이다. 진동대 시험은 부산대학교 지진방재연구센터의 6자유도 진동대를 이용하여 수행되었다.

3. 입력지진동

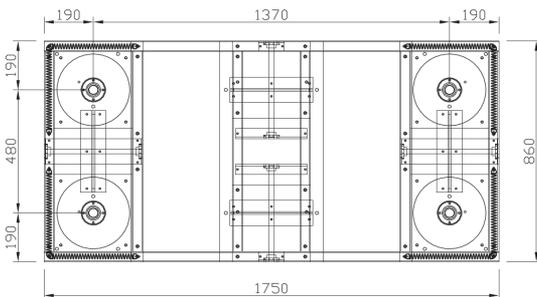
이 논문에서는 전기캐비닛이 일반 건축물에 설치되는 경우와 산업시설에 설치되는 경우를 모두 고려하기 위하여 건축물 내진설계기준과 내진설계기준 공통적용사항⁽²⁰⁾을 참조하였으며, ICC-ES AC 156에서 제시한 방법에 의해 요구응답스펙트럼(required response spectrum)을 작성하였다. 건축물 내진설계기준에 따라 단주기 설계스펙트럼 가속도(S_{DS})를 계산하면 식 (1)과 같다. 여기서 S 는 유효지반가속도이며 F_a 는 단주기 지반증폭계수이다. 식 (2)의 S 는 지진구역 I 의 지진구역계수(Z)에 2400년 재현주기에 해당하는 위험도계수(I) 2.0을 곱한 값인 0.22를 적용하였다. F_a 는 1.5로 가정하였으며 계산된 S_{DS} 는 0.55이다.

Table 1 Description of UUT(unit under test)

Name	Model (detail)	Specification [mm]			Weight [kg]
		L	W	H	
RTU panel	RTU No.2-1	880	620	2350	518
	RTU No.3-1	880	620	2350	
Isolation system	Non-overtum seismic isolator	1750	860	110	373



(a) Ball transfer (b) Spring



(c) Drawing of non-overtum seismic isolator

Fig. 1 Non-overtum seismic isolator



Fig. 2 RTU panel with non-overtum seismic isolator on the shaking table

내진설계기준 공통적용사항과 건축물 내진설계 기준의 유효지반 가속도(S)의 계산방법은 동일하다. 그러나 단주기 설계스펙트럼 가속도(S_{DS})는 구분된다. 식 (3)은 내진설계기준 공통적용사항의 단주기 설계스펙트럼 가속도의 계산식이다. 식 (2)와 식 (3)에서 내진설계기준 공통적용사항의 단주기 설계스펙트럼 가속도가 건축구조기준의 경우보다 1/3배 더 크게 계산됨을 알 수 있다. 단주기 지반증폭계수가 1.5이고 유효지반가속도가 0.22일 때 건축물 내진설계기준과 내진설계기준 공통적용사항의 설계스펙트럼 가속도(S_{DS})는 각각 0.55와 0.825이다. 이 연구에서는 S_{DS} 가 0.55인 경우를 100 % (EQ1) 가속도 배율로 정의하고 S_{DS} 가 0.825인 경우를 150 % (EQ2)로 정의하였다.

$$S_{DS} = S \times 2.5 \times F_a \times 2/3 \tag{1}$$

$$S = Z \times I \tag{2}$$

$$S_{DS} = S \times 2.5 \times F_a \tag{3}$$

구조물의 응답을 고려한 ICC-ES AC 156의 요구응답스펙트럼은 Fig. 3과 같으며 요구응답스펙트럼을 작성하기 위한 변수는 Table 2와 같다. 전기캐비닛과 같은 기기설비는 구조물의 모든 층에 설치될 수 있으

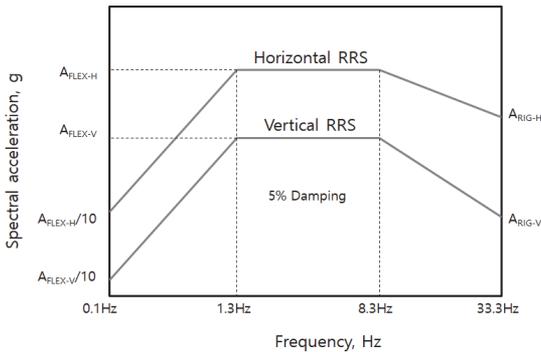


Fig. 3 Response spectrum of ICC ES AC 156

므로 가장 엄격한 조건인 최상층 설치를 고려하여 구조물과 설치 위치의 비(z/h)를 1로 가정하였다. 요구응답스펙트럼의 감쇠비는 5%이다. 수평방향의 스펙트럼 가속도를 결정하기 위한 식은 식 (4), 식 (5)와 같다. 식 (6)과 식 (7)은 수직방향의 스펙트럼가속도 결정을 위한 식이다. A_{RIG-H} 는 수평방향 ZPA (zero period acceleration)이고, A_{RIG-V} 는 수직방향의 ZPA이다. ICC-ES AC156에 따라 A_{FLX-H} 는 S_{DS} 의 1.6배를 초과하지 않도록 하였다. 가속도 시간이력은 ASCE 4-98을 참조하여 사다리꼴 포락함수(envelope function)를 적용하였으며 각 축 방향(X, Y, Z)의 상관관계를 검토하였다. 서로 다른 두 방향(XY, XZ, YZ)의 상관관계는 ASCE 4-98⁽²¹⁾과 IEEE Std. 344⁽²²⁾를 참조하여 상관계수함수(correlation function) 값이 0.3 이하가 되도록 하였다. 작성된 가속도 시간이력의 진동 지속시간은 30초이고, 강진 지속시간은 20초이다. 5초 동안 가속도 크기가 상승하여 20초간 강진이 지속된 후 5초 동안 가속도의 크기가 줄어든다.

$$A_{FLX-H} = S_{DS} \left(1 + 2 \frac{z}{h}\right) \tag{4}$$

$$A_{RIG-H} = 0.4 S_{DS} \left(1 + 2 \frac{z}{h}\right) \tag{5}$$

$$A_{FLX-V} = 0.67 \times S_{DS} \tag{6}$$

$$A_{RIG-V} = 0.27 \times S_{DS} \tag{7}$$

4. 계측 계획 및 시험 방법

4.1 계측계획

RTU패널 프레임의 상부, 중앙부, 하부와 내부 주요 부품인 파워서플라이(power supply)와 릴레이(relay) 주변에 3축 가속도계(A2 ~ A6)를 설치하여 가속도 응답을 계측하였으며, 신뢰성 있는 시험응답을 획득하기 위하여 진동대 바닥에 1개의 3축 가속도계(A1)를 설치하

Table 2 Seismic parameters for artificial earthquake

Name	Code	S_{DS} [g]	z/h	A_{FLX-H} [g]	A_{RIG-H} [g]	A_{FLX-V} [g]	A_{RIG-V} [g]
EQ1	KDS	0.55	1	0.88	0.66	0.36	0.14
EQ2	Common application of seismic design criteria	0.825	1	1.32	0.99	0.55	0.22

었다. RTU패널과 부전도 먼진장치를 연결하는 볼트 주변 바닥판의 두께는 2 mm 수준으로 과도한 외력에 의해 국부적인 변형이 발생할 우려가 있다. 따라서 볼트 중심에서 20 mm 떨어진 위치에 직교하는 수평방향으로 strain gage를 설치하였다(SG1 ~ SG8). Strain gage는 Fig. 4와 같이 전면 4개의 연결 볼트 주변에 설치하였다. 또한 RTU패널의 지진하중에 의한 상대변위 확인을 위하여 상부와 하부에 변위계를 설치하였다. Sampling rate는 512 Hz이고 계측기의 설치위치는 Fig. 4와 같다.



Fig. 4 Sensor location

Table 3 Test procedure and method

No.	Test name	Test method
1		Visual inspection
2	Function verification	On-off-on test
3	Resonant frequency search	Low-level amplitude(0.05 g) single-axis sinusoidal sweep (0.5 ~ 50.0) Hz, 2 octave/min. X, Y, Z axis independently
4	Seismic simulation EQ1	Time duration 30 s, strong motion 20 s, 0.5 Hz ~ 50 Hz damping ration 5 %, triaxial test
5		Visual inspection
6	Function verification	On-off-on test
7	Seismic simulation EQ2	Time duration 30 s, strong motion 20 s, 0.5 Hz ~ 50 Hz damping ration 5 %, triaxial test
8	Function verification	On-off-on test
9		Visual inspection

4.2 시험방법

시험의 절차는 ICC-ES AC 156을 참조하여 Table 3과 같이 수행하였다. 모든 시험의 전과 후에 전원을 on-off-on 하여 회로의 건전성을 점검하였으며 육안 점검을 통하여 부품의 탈락, 변형 등을 확인하였다.

시험 전 시험대상의 공진주파수를 확인하기 위하여 구조물에 손상을 미치지 않도록 낮은 수준의 가속도 입력(0.05 g)으로 단방향 주파수 소인 시험(single-axis sinusoidal sweep)을 각 방향에 대해 수행하였다. 지진 모사시험(seismic simulation test)은 두 개의 수평축(전후, 좌우)과 하나의 수직축(상하)에서 동시에 가진되는 동적 시험으로서, 진동대 바닥에서 계측된 가속도 응답의 TRS(test response spectrum)가 RRS(required response spectrum)를 포락하도록 수행하였다.

5. 시험 결과

5.1 공진주파수

시험대상의 공진주파수는 진동대에서 계측된 가속도(base, *a*)에 대한 실험대상의 각 위치에서 응답가속도(Unit, *b*)의 전달함수를 계산하여 결정하였다. 전달함수(T_{ab})는 식 (8)과 같이 입력된 신호의 power spectral density(P_{aa})에 대한 입, 출력신호의 Cross power spectral density(P_{ba})로 계산한다.

$$T_{ab}(f) = \frac{P_{ba}(f)}{P_{aa}(f)} \tag{8}$$

공진주파수 분석의 정밀도를 향상시키기 위하여 각 신호는 symmetric hamming window가 적용되었다. Table 4와 같이 부전도 먼진장치가 적용된 RTU 패널의 수평방향 공진주파수는 1.125 Hz이고 상하방향 공진주파수는 21.88 Hz이다. 먼진장치의 공진주파수가 지배적으로 작용하여 내부 기기의 위치에서의 가장 낮은 공진주파수는 동일하게 계측되었다.

5.2 변형률 응답 및 상대변위

Fig. 5는 시험 중 계측된 가장 큰 변형률 응답의 시간이력이다. EQ1에서 최대변형률은 0.0002이며 EQ2의 최대변형률은 0.0008이다. Fig. 5(b)와 같이 EQ2에서 계측된 충격신호는 SG2 ~ SG7의 동일한 시간에 유사한 크기로 계측되었다. 이는 마찰진자시스템의 허

용변위의 한계로 인해 볼과 마찰접시의 가장자리 또는 스토퍼의 충돌로 발생하는 충격으로 판단된다. 모든 시험에서 누적손상에 의한 영구변형은 발견되지 않았다.

Fig. 6은 RTU패널 상단과 하단의 상대변위 시간이력이고 Table 5는 최대 상대변위를 정리한 것이다. 좌우방향과 비교하여 전후방향의 최대 상대변위가 크게 측정되었다. EQ1에서 측정된 최대 상대변위는 좌우방향(X)으로 3 mm, 전후방향(Y)으로 7 mm로 RTU패널 높이의 0.13 %와 0.3 % 수준이다. EQ2의 경우 좌우와 전후방향의 최대 상대변위는 각각 5 mm와 26 mm로 각각 RTU패널의 높이와 비교하여 0.21 %와 1.11 % 수준이다. Telcordia GR-63 core R4-69⁽²³⁾와 방송통신설비의 내진 시험방법⁽²⁴⁾에서 제시하고 있는 시험대상의 상단 단방향 최대 허용 변위는 75 mm로 EQ2의 최대 상대변위는 시험기준의 35 % 수준이다. 따라서 부전도 면진장치에 의해 RTU패널은 잘 보호된 것으로 판단된다.

5.3 가속도 응답

Fig. 7은 시험 중 측정된 최대가속도 응답이다. EQ2는 EQ1과 비교하여 요구응답스펙트럼의 수평방향 ZPA인 A_{RIG-H} 가 150 %, 수직방향의 ZPA인 A_{RIG-V} 가 157 % 수준이다. Fig. 7에서 EQ1은 EQ2와 비교하여 가속도 증폭을 상당히 잘 억제하고 있는 것을 확인할 수 있다. EQ2 또한 입력지진동보다

Table 4 Results of resonance frequency search tests

Sensor location	Direction	Lowest resonance frequency [Hz]
A4 (cabinet top)	Side to side (X)	1.125
	Front to back (Y)	1.125
	Vertical (Z)	21.88
A5 (power supply)	Side to side (X)	1.125
	Front to back (Y)	1.125
	Vertical (Z)	11.25
A6 (relay)	Side to side (X)	1.125
	Front to back (Y)	1.125
	Vertical (Z)	21.88

RTU패널에서 측정된 최대가속도 응답은 크지 않다. EQ1의 경우 가장 큰 가속도 응답이 측정된 위치는

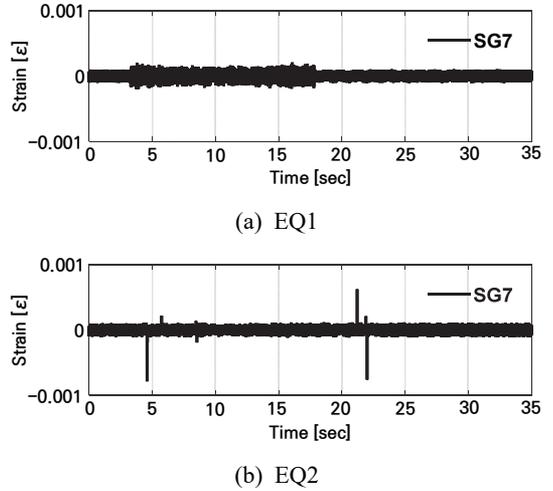


Fig. 5 Strain responses

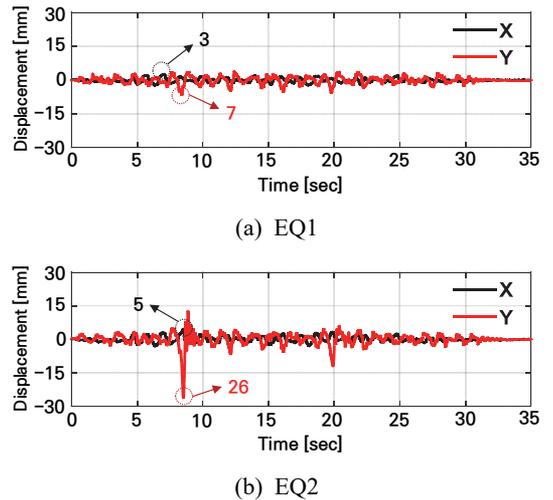


Fig. 6 Relative displacement responses between cabinet top and bottom

Table 5 Maximum relative displacement

Input motion	Max. relative disp. (mm)		Allowable criteria (mm)
	X	Y	
EQ1	3	7	75
EQ2	5	26	

power supply이고 EQ2의 경우 RTU패널의 중앙과 상단에서 가장 큰 최대가속도 응답이 측정되었다. EQ2에서 내부 기기인 power supply와 relay에서 측정된 최대가속도 값은 RTU패널의 최대가속도 값보다 작다.

지진입력하중에 대한 RTU패널의 시험 응답 스펙트럼 가속도 증폭비 $fa(i)$ 를 식 (9)와 같이 계산하였다²⁵⁾.

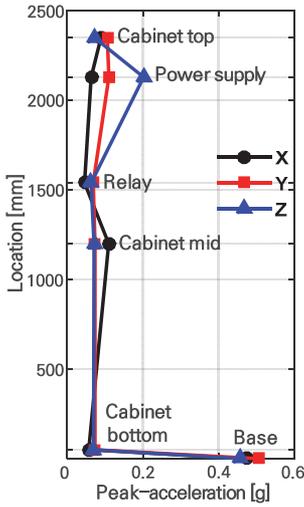
$$fa(i) = \frac{Sa(\text{Component})}{Sa(\text{Ground})} \tag{9}$$

여기서 $Sa(\text{ground})$ 는 진동대에서 측정된 가속도 응답의

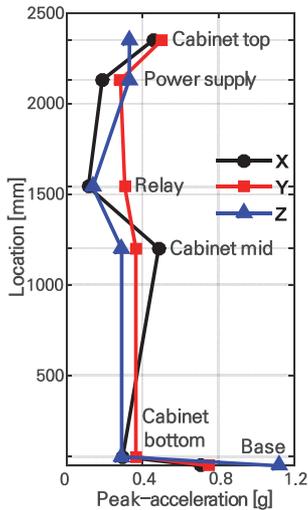
TRS(test response spectrum)이며, $Sa(\text{component})$ 는 RTU패널에 부착된 가속도계에서 측정된 TRS이다. TRS는 1/12 옥타브로 분석되었다. Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 각각 EQ1과 EQ2의 $fa(i)$ 이다. Fig. 8에서 power supply의 상하방향 응답을 제외하고 모두 1 이하이다. EQ2의 경우 20 Hz보다 큰 주파수 영역에서 $fa(i)$ 가 증가하지만 모두 1보다 작다. 비교적 무거운 부품인 power supply는 캔틸레버 형식으로 판넬에 고정되어 상하방향의 공진주파수인 11.25 Hz에서 $fa(i)$ 가 크게 나타난 것으로 판단된다.

6. 가속도 저감 성능 분석

3층 진동대 시험에 의한 부전도 면진장치의 진동 저감 성능을 분석하기 위하여 진동대 바닥과 RTU패널의

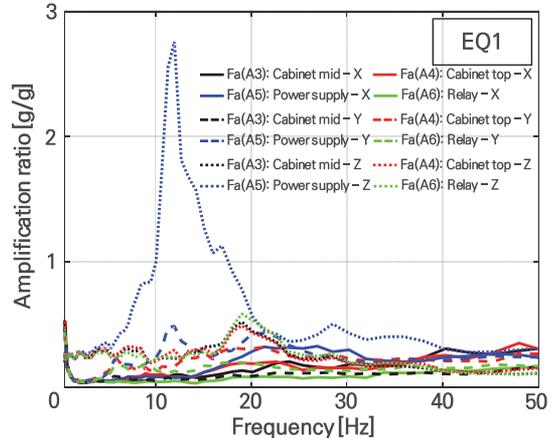


(a) EQ1

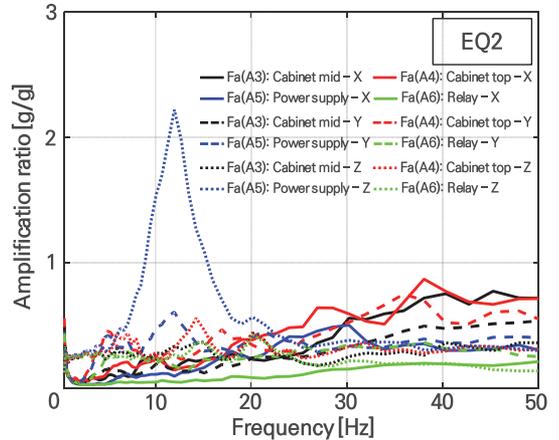


(b) EQ2

Fig. 7 Maximum acceleration responses



(a) EQ1



(b) EQ2

Fig. 8 Ratio of test response spectrum, $Fa(i)$

최대가속도 응답의 비인 $R_{a,max}$ 를 구하였다. 식 (10)에서 $a_{max,component}$ 는 RTU패널에 부착된 가속도계에서 측정된 최대가속도 응답이며, $a_{max,base}$ 는 진동대에서 측정된 최대가속도 응답이다. Fig. 9와 Table 6은 EQ1과 EQ2에 대한 $R_{a,max}$ 를 나타낸 것이다.

$$R_{a,max} = \frac{a_{max,component}}{a_{max,base}} \quad (10)$$

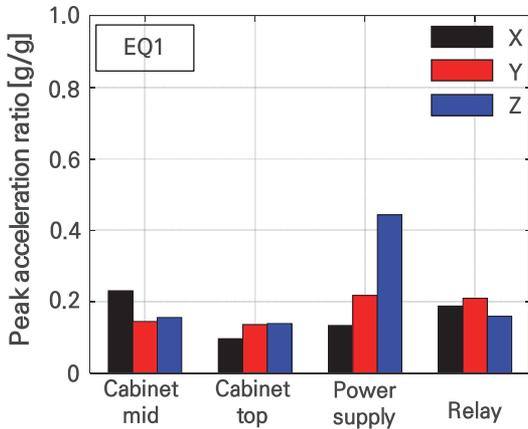
Table 6에서 EQ1의 최대가속도 증폭률은 0.44로 power supply의 상방향에서 나타났으며, 최소 가속도 증폭률은 0.1로 외함 상부의 좌우방향에서 나타났다. EQ2의 최대가속도 증폭률은 RTU패널 중앙에서 측정된 0.69이고 최소 가속도 증폭률은 RTU패널 상부에서 측정된 0.12이다. EQ1과 EQ2의 평균가속도

증폭률은 각각 0.19와 0.39이다.

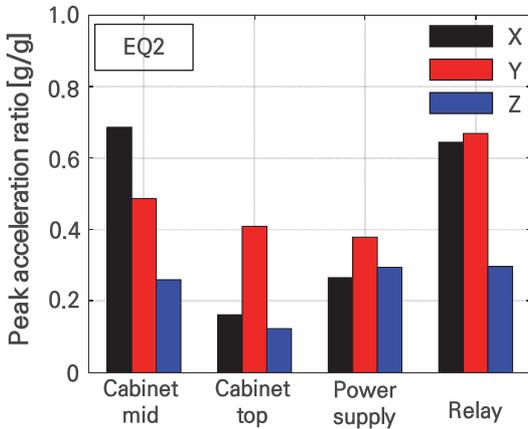
Table 7은 ZPA에 해당하는 시험응답 스펙트럼 가속도 증폭비인 $fa_{ZPA}(component)$ 를 계산하여 정리한 것이고 Fig. 10과 Table 8은 식 (11)에 따라 가속도 감소율인 R_S 를 계산하여 그래프로 표현한 것이다. ZPA는 이론적으로 가속도 시간이력에서의 최대값과 같다. 이 연구에서 입력지진동은 0.5 Hz ~ 50 Hz 영역에 대해 작성되었으므로 ZPA는 50 Hz로 간주하였다.

$$R_S = [1 - fa_{ZPA}(component)] \times 100 \quad (11)$$

EQ1에서 68% ~ 89%, EQ2에서 28% ~ 86%의 감소율이 나타났다. 특히 기기의 기능유지를 위하여 반드시 보호되어야 하는 내부 기기 위치에서의 진동



(a) EQ1



(b) EQ2

Fig. 9 Ratio of maximum response acceleration, $R_{a,max}$

Table 6 Ratio of maximum response acceleration

Input motion	Dir.	Sensor No.			
		A3	A4	A5	A6
EQ1	X	0.23	0.10	0.13	0.19
	Y	0.15	0.14	0.22	0.21
	Z	0.16	0.14	0.44	0.16
EQ2	X	0.69	0.16	0.27	0.64
	Y	0.49	0.41	0.38	0.67
	Z	0.26	0.12	0.29	0.30

Table 7 Maximum value of $fa(i)$ at ZPA

Input motion	Dir.	Sensor No.				
		A2	A3	A4	A5	A6
EQ1	X	0.15	0.32	0.29	0.23	0.17
	Y	0.24	0.17	0.27	0.24	0.17
	Z	0.11	0.12	0.16	0.32	0.11
EQ2	X	0.54	0.72	0.72	0.29	0.22
	Y	0.60	0.54	0.53	0.40	0.25
	Z	0.19	0.36	0.32	0.29	0.14

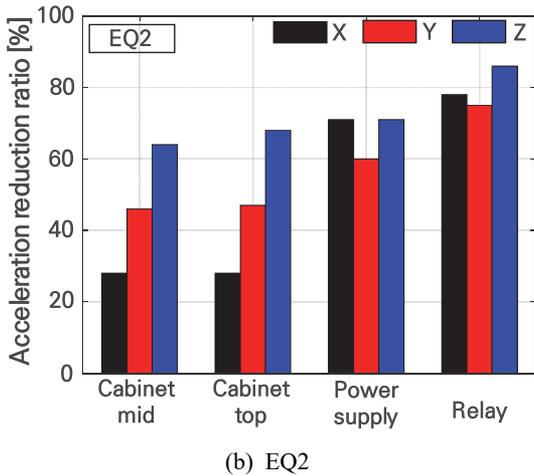
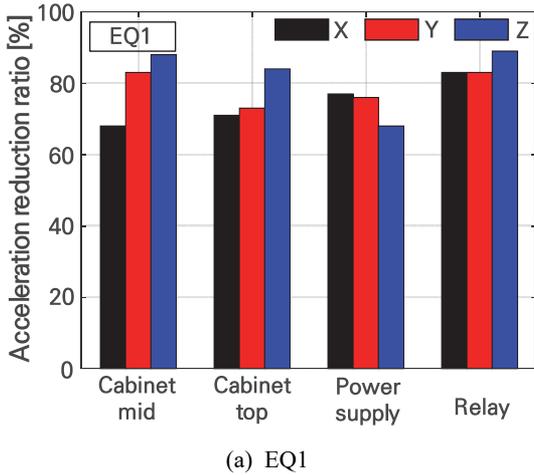


Fig. 10 Acceleration reduction ratio(R_s)

Table 8 Acceleration reduction ratio(R_s)

Input motion	Dir.	Sensor No.				
		A2	A3	A4	A5	A6
EQ1	X	85 %	68 %	71 %	77 %	83 %
	Y	76 %	83 %	73 %	76 %	83 %
	Z	89 %	88 %	84 %	68 %	89 %
EQ2	X	46 %	28 %	28 %	71 %	78 %
	Y	40 %	46 %	47 %	60 %	75 %
	Z	81 %	64 %	68 %	71 %	86 %

감소율은 EQ1일 때 68 % ~ 89 %, EQ2일 때 60 % ~ 86 %로 3축 동시 가진에 의한 진동을 효과적으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 평균 감소율은 EQ1일 때 80 %, EQ2일 때 59 %이며 수평방향보다 수직방향의 진동감소율이 우수한 것을 확인할 수 있다.

7. 요약 및 결론

이 연구에서는 부전도 면진장치를 RTU패널의 하부에 적용하여 3축 동시 가진에 의한 지진모사 실험을 수행하였다. 시험결과로부터 수평방향 뿐만 아니라 수직방향에 대한 진동 감소율을 분석하였다.

입력지진동은 구조물에 의한 지진가속도 증폭효과를 고려하여 건축물내진설계기준과 내진설계기준 공통적용사항을 바탕으로 작성하였으며 각각 EQ1과 EQ2로 정의하였다.

3축 진동대 시험결과 부전도 면진장치가 적용된 RTU패널의 최대가속도 응답 기반 평균가속도 증폭률은 EQ1에서 0.19, EQ2에서 0.39이며, 시험응답스펙트럼가속도에 기반한 평균 스펙트럼 가속도 감소율 R_s 는 EQ1일 때 80 %, EQ2일 때 59 % 수준으로 관찰되었다. 수직방향의 진동 감소율은 EQ1과 EQ2에 대하여 64 % 이상으로 우수하였다.

RTU패널 하판 연결부의 응력응답을 분석한 결과 영구변형은 발생하지 않았으며, RTU패널 상단과 하단의 최대상대변위는 EQ1과 EQ2에서 모두 RTU패널 높이의 1.11 % 이하로 잘 제어되었다.

시험결과로부터, 전도 방지를 위한 스토퍼와 추가 복원력 확보 및 상부구조의 이탈방지를 목적으로 하는 스프링이 적용된 볼트랜스퍼형 마찰진자시스템인 부전도 면진장치는 전후, 좌우, 상하 방향의 동시 가진에 의한 지진모사 실험 결과 지진가속도의 증폭을 제어하여 상부기기를 효과적으로 보호할 수 있을 것으로 판단된다. 단 이 연구는 수직방향 지진의 크기가 수평방향의 27 % 수준인 ICC-ES AC 156의 요구응답 스펙트럼을 기반으로 수행된 결과이므로 수직성분이 강한 지진에 대한 성능평가가 추가로 수행될 필요가 있을 것으로 판단된다. 또한 앵커로 고정된 캐비닛과 면진장치가 적용된 캐비닛의 응답특성을 비교한다면 보다 신뢰성 있는 결과를 도출할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 국토교통부 플랜트 연구개발 사업의 연구비 지원(과제번호 21IFIP-B128598-05)에 의해 수행되었습니다.

References

- (1) Oh, S. H., Park, H. Y. and Choi, K. K., 2018, Status and Characteristics of Earthquake Damage of Nonstructural Components, *Journal of the KSNVE*, Vol. 28, No. 3, pp. 12~19.
- (2) Yoon, B. I., 2018, Nonstructural Elements Resulting From Pohang Earthquake and Direction of Future Seismic Design Nonstructural Elements, *Architectural Institute of Korea*, Vol. 62, No. 4, pp. 23~28.
- (3) Lin, F. R., Chai, J. F., Lai, Z. Y., Chen, M. Y., Huang, Y. N. and Chang, K. C., 2017, A Simplified Method for the Evaluation of Seismic Demands on In-cabinet Equipment in Motor Control Center Type Cabinets in Nuclear Power Plants, *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 40, No. 3, pp. 179~190.
- (4) Kim, D. K., Cho, S. G., Joe, Y. H., Yi, J. H. and Ko, S. H., 2009, Modal Parameter Identification of Cabinets of Nuclear Power Plant, *Proceedings of the Earthquake Engineering Society of Korea Annual Spring Conference*, pp. 55~62.
- (5) Son, H., Park, S., Jeon, B. G., Jung, W. Y., Choi, J. and Ju, B. S., 2020, Seismic Qualification of Electrical Cabinet Using High-fidelity Simulation under High Frequency Earthquakes, *Sustainability*, Vol. 12, No. 19, pp. 1~14.
- (6) Jeon, B. G., Yun, D. W., Shin, Y. J. and Jung, W. Y., 2019, Seismic Performance Evaluation for Hydroelectric Power Plants RTU Panel by Shaking Table Tests, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 6, pp. 770~779.
- (7) Gupta, A., Rustogi, S. K. and Gupta, A. K., 1999, Ritz Vector Approach for Evaluating In-cabinet Response Spectra, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 190, No. 3, pp. 255~272.
- (8) Chang, S. J., Jeong, Y. S., Eem, S. H., Choi, I. K. and Park, D. U., 2021, Evaluation of MCC Seismic Response according to the Frequency Contents through the Shake Table Test, *Nuclear Engineering and Technology*, Vol. 53, No. 4, pp. 1345~1356.
- (9) Yang, J., Rustogi, S. K. and Gupta, A., 2003, Rocking Stiffness of Mounting Arrangements in Electrical Cabinets and Control Panels, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 219, No. 2, pp. 127~141.
- (10) Eem, S. H., Jeon, B. G., Jang, S. J. and Choi, I. K., 2019, Evaluate the Characteristics of Vibration Caused by Rocking Modes of Electric Cabinet under Seismic Loading, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 6, pp. 735~744.
- (11) Kani, N., 2009, Current State of Seismic-Isolation Design, *Journal of Disaster Research*, Vol. 4, No. 3, pp. 175~181.
- (12) Makris, N., 2019, Seismic Isolation: Early History, *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, Vol. 48, No. 2, pp. 269~283.
- (13) Kim, M. K., Ohtori, Y., Choun, Y. S. and Choi, I. K., 2007, Analysis of Seismic Fragility Improvement Effect of an Isolated Rotational Equipment, *Proceedings of the Earthquake Engineering Society of Korea*, Vol. 11, No. 6, pp. 69~78.
- (14) Kim, M. K., Choun, Y. S., Choi, I. K. and Seo, J. M., 2004, A Study of Seismic Capacity of Nuclear Equipment with Seismic Isolation System, *Korea, Atomic Energy Research Institute, KAERI/TR-2765/2004*.
- (15) Choun, Y. S., Kim, M. K. and Choi, I. K., 2003, Mechanical Characteristics of Base Isolation Systems for Secondary Equipment, *Proceedings of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting, Yongpyong, Korea*, Vol. 35, No. 14.
- (16) Jeon, B. G., Chang, S. J. and Kim, N. S., 2011, Seismic Performance Evaluation of Cone-type Friction Pendulum Bearing System Using Shaking Table Test, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 21, No. 7, pp. 599~608.
- (17) Kim, M. K., Choun, Y. S. and Choi, I. K., 2004, A Shaking Table Test for Equipment Isolation in the NPP (II): FPS, *Proceedings of the Earthquake Engineering Society of Korea*, Vol. 8, No. 5, pp. 79~89.

(18) Ministry of Land, Infrastructure, and Transport, 2019, Korean Design Standard 41 17 00.

(19) American Society of Civil Engineers, 2017, ASCE 7-16, Minimum Design Loads and Associated Criteria for Buildings and Other Structures, 13.2.5.

(20) Ministry of the Interior and Safety, 2017, Common Application of Seismic Design Criteria.

(21) American Society of Civil Engineers, 2000, ASCE 4-98, Seismic Analysis of Safety-related Nuclear Structures and Commentary.

(22) The Institute of Electrical and Electronics Engineers, 2013, IEEE Std 344, IEEE Standard for Seismic Qualification of Equipment for Nuclear Power Generating Stations.

(23) Telcordia, 2006, Network Equipment- Building System (NEBS) Requirements: Physical Protection, GR-63-CORE, Issue 3.

(24) National Radio Research Agency, 2015, Seismic Test Method for Telecommunication Facilities.

(25) Park, S. J., Chun, N. H., Hwang, K. M., Moon, J. H. and Song, J. K., 2020, Evaluation of Acceleration Amplification Factors Based on the Structural Type of Substation for the Seismic Design of Power Facilities,

Journal of the Computational Structural Engineering Institute of Korea, Vol. 33, No. 3, pp. 159~169.



Bub-Gyu Jeon received his Ph.D. degree from Pusan National University with the topic related with seismic fragility evaluation of base isolated nuclear power plant piping system. He is currently the technical laboratory manager in Seismic Simulation

Test Center. His research interests include seismic evaluation of nonstructural elements and seismic behavior of internal pressured piping system.



Woo-Yong Jung received his Ph.D. degree from the State University of New York at Buffalo with the topic related with seismic retrofitting Strategies of Semi-rigid Steel Frame by using Polymer Matrix Composite Materials. He is currently a professor

at the Department of Civil Engineering of Gangneung-Wonju National University.

초음파센서용 압전 원판 변환기의 면내/면외 진동

In-plane and Out-of-plane Vibration of Piezoelectric Disc Transducers for Ultrasonic Sensors

백 병 주* · 허 인 재* · 김 진 오†
Byung Ju Baek*, In Jae Heo* and Jin Oh Kim†

(Received March 4, 2021 ; Revised May 4, 2021 ; Accepted May 4, 2021)

Key Words : Piezoelectric(압전), Disc(원판), Transducer(변환기), Vibration(진동), Ultrasound(초음파), Sensor(센서)

ABSTRACT

This paper deals with the in-plane and out-of-plane vibrations of piezoelectric disc transducers, which are the main elements of ultrasonic sensors. In disc-type piezoelectric transducers, the fundamental mode is a radial mode, and the in-plane vibration of radial motion is coupled with the out-of-plane vibration of the axial motion. We developed an in-plane vibration theory, which was reported earlier, and theoretically analyzed the out-of-plane vibration and verified the theory by finite element analysis. We experimentally measured and compared the natural frequencies and verified the analysis results. In addition, we established a theoretical equation for the vibration distribution, which shows a bell-shape for the out-of-plane vibration in the thickness direction for the fundamental mode, as well as a theoretical equation of the natural frequency, which is inversely proportional to the radius.

1. 서 론

초음파 기술이 계측 제어용 센서 및 액추에이터 분야에 꾸준히 사용되고 있다⁽¹⁾. 특히 계측용 초음파센서는 유량이나 수위 측정 또는 차량 후방감지 등에 사용되어 왔다^(2,3). 자동차 부품들이 전장화 되면서 초음파센서 활용이 주차보조 및 자율주행 등의 영역으로 확대되는 추세이다⁽⁴⁾. 이들의 공통점은 거리측정이다.

거리측정용 초음파센서의 주요 성능은 탐지거리 범위이다. 원거리 또는 중거리 측정에는 레이더 또는

라이더 센서가 사용되지만 수 미터 범위의 근거리 측정에는 초음파센서가 적합하다. 초음파센서의 최대 탐지거리를 확장하는 연구⁽⁵⁾와 최소 탐지거리를 단축하는 연구⁽⁶⁾가 병행되고 있다. 이러한 연구에서 가장 기본적인 부분은 초음파센서를 구성하는 요소들을 적절히 설계하는 것이다. 자동차에서 사용되는 초음파센서를 개략적으로 보이면 Fig. 1과 같다⁽⁷⁾. 압전 변환기(piezoelectric transducer)가 전기 신호를 받아 진동하고 이에 따라 탄성판이 진동하여 초음파를 방사한다. 반사되어 되돌아오는 초음파를 감지하는 과정은 그 역순이다. 따라서 압전 변환기의 진동 특성 파악은 초음파센서 설계에 필수적이다.

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

* Member, Soongsil University, Student

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

초음파 변환기의 압전소자는 대개 원판형이다. 압전원판의 진동 특성에 대해서는 이미 많은 연구가 이루어졌다⁽⁸⁾. 두께보다 지름이 훨씬 큰 압전원판의 기본모드는 반지름 치수에 의해 결정되는 반경모드이다⁽⁹⁾. 원판형 압전 변환기의 면내 방사진동 특성을 다룬 연구에서, 반경모드의 반경방향 진동을 실험으로 입증한 바 있다⁽¹⁰⁾. 초음파센서에서 탄성판을 가진하는 데에는 압전원판의 두께방향 진동이 기여하게 되므로, 반경모드의 두께방향 진동 특성 파악이 필요하다.

이 연구는 압전 원판 변환기의 반경모드에서 두께방향 진동인 면외 진동을 다루며, 그 특성에 영향을 주는 반경방향 진동인 면내 진동과 연계시킨다. 앞선 연구⁽¹⁰⁾에서 제시한 면내 진동의 이론을 발전시켜 면외 진동 분포를 이론적으로 해석하고, 이를 유한요소 해석으로 입증한다. 진동 특성 중 고유진동수에 대해서는 실험으로도 비교 검증한다.

2. 이론적 해석

초음파센서의 주요 요소인 압전 원판 변환기의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 두께가 t 이고 반지름이 a 이다. 윗면과 아랫면에 형성된 얇은 전극에 가해지는 전기신호에 따라 진동한다. 축대칭 운동을 다루면 원통좌표계 중에서 θ 에 무관하여, 반경방향 운동 변위 $u(r, z, t)$ 와 두께방향 운동 변위 $w(r, z, t)$ 로써 운동을 묘사할 수 있으며, 이들을 변수분리 하여 표현하면 식(1)과 같다.

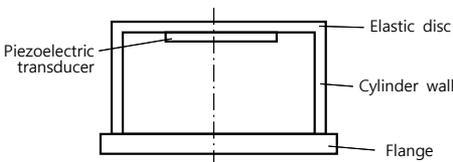


Fig. 1 Schematic diagram of an ultrasonic sensor

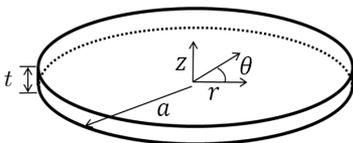


Fig. 2 Schematic diagram of a piezoelectric disc transducer

$$u(r, z, t) = A U(r) Z(z) e^{j\omega t} \tag{1a}$$

$$w(r, z, t) = B R(r) W(z) e^{j\omega t} \tag{1b}$$

여기서 A 와 B 는 진폭이다. 변형률은 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} = A \frac{dU(r)}{dr} Z(z) e^{j\omega t} \tag{2a}$$

$$\epsilon_\theta = \frac{u}{r} = A \frac{U(r)}{r} Z(z) e^{j\omega t} \tag{2b}$$

$$\epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = B R(r) \frac{dW(z)}{dz} e^{j\omega t} \tag{2c}$$

원판이 자유로운 상태이므로 반경모드의 경계조건은 다음과 같이 $r = a$ 에서 원주면 응력으로 설정된다.

$$\sigma_r = 0 \quad \text{at} \quad r = a \tag{3}$$

식(3)을 만족하는 해를 구하여 다음과 같이 보고한 바 있다⁽¹⁰⁾.

$$U(r) = J_1(kr) \tag{4}$$

여기서 k 는 파동수로서, $k = q_n/a$ ($n = 1, 2, \dots$)라고 표현할 때, PZT-4 재질의 경우에 근 $q_n = 2.07, 5.40, 8.58, \dots$ 로부터 구할 수 있다⁽¹⁰⁾. 진동수 $f(= \omega/2\pi)$ 는 다음 식으로 계산된다.

$$f = \frac{kc}{2\pi} \tag{5}$$

여기서 c 는 매질에서의 파동 전파속도로서, PZT-4에서 3460 m/s이다⁽¹⁰⁾.

압전 원판에서 두께가 지름에 비해 작으므로 반경방향 변위 $u(r, z, t)$ 의 두께방향 분포 $Z(z)$ 가 거의 균일한 것으로 가정하여 다음과 같이 표현한다.

$$Z(z) = b(\text{constant}) \tag{6}$$

두께방향으로 분극된 압전 원판 변환기에서, 원판 양면의 전극에 교류 전압이 인가되면 두께방향 진동이 발생한다. 두께방향 변형이 푸아송 비 효과에 따라 반경방향을 야기한다. 부록의 식(A3)로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_z \propto \epsilon_r + \epsilon_\theta \tag{7}$$

식 (2)를 식 (7)에 대입하면 다음과 같다.

$$R(r) \frac{dW(z)}{dz} \propto \frac{dU(r)}{dr} + \frac{U(r)}{r} \tag{8}$$

이로부터 다음 관계가 나타난다.

$$\frac{dW(z)}{dz} = d(\text{constant}) \tag{9a}$$

$$R(r) \propto \frac{dU(r)}{dr} + \frac{U(r)}{r} \tag{9b}$$

식 (9a)를 적분하면 다음과 같다.

$$W(z) = dz + e \tag{10}$$

식 (4)의 도함수가 다음과 같으므로

$$\frac{dU(r)}{dr} = k J_0(kr) - \frac{1}{r} J_1(kr) \tag{11}$$

두께방향 변위의 반경방향 분포 $R(r)$ 이 식 (9b)에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$R(r) \propto k J_0(kr) \tag{12}$$

반경방향 좌표 r 을 반지름 a 로 나누어 정규화 한 반경 좌표 \tilde{r} 과 반경방향 최대 변위 U_{\max} 로 나누어 정규화 한 반경방향 면내 진동 변위 $\tilde{U}(\tilde{r})$ 의 관계는 다음과 같다.

$$\tilde{U}(\tilde{r}) = \frac{1}{U_{\max}} J_0(q_n \tilde{r}) \tag{13}$$

같은 방식으로 두께방향 최대 변위 R_{\max} 로 나누어 정규화 한 두께방향 면외 진동 변위 $\tilde{R}(\tilde{r})$ 는 다음과 같다.

$$\tilde{R}(\tilde{r}) = J_0(q_n \tilde{r}) \tag{14}$$

식 (5)에서 계산되는 고유진동수와 식 (13) 및 (14)로부터 계산되는 진동형상을 다른 방법으로 구한 결과들과 제5절에서 비교한다.

3. 유한요소 해석

이론적 해석 결과를 검증하기 위하여 유한요소 해석을 하였고, 상용 소프트웨어인 ANSYS를 사용하였다.

3.1 해석 모델

Fig. 2에 보인 압전 원판을 대상으로 유한요소 모델을 형성한 예를 Fig. 3에 제시하였다. 반지름이 5 mm이고 두께가 1 mm인 경우로서, SOLID185 요소 3332개로 구성되었다. 재질은 PTZ-4로서, 탄성계수 및 압전상수 등의 물성치는 참고문헌 (10)에서 인용하여 부록의 Table A에 제시하였다. 원판 양면의 전극은 두께가 무시되고, 전극에 교류전압이 인가되는 것으로 경계조건이 설정된다.

3.2 해석 결과

해석 결과 중에서 면내 진동 분포를 Fig. 4에 나타내었다. (a)와 (b)의 위 그림은 축대칭 반경방향 분포를 보여주고, 아래 그림은 단면도로서 반경방향 분포와 두께방향 분포를 보여준다. 같은 방식으로 면외 진동변위 분포를 Fig. 5에 나타내었다.

Fig. 4에 제시된 면내 진동 결과로부터 데이터를 추출해서 최대진폭으로 정규화 하여 그래프로 나타낸 것이 Fig. 6이다. 이론적으로 유도된 식 (6)에서는 면내 진동이 두께방향으로 균일하다고 표현되었지만, 유한요소 해석 결과인 Fig. 6의 오른쪽 그래프에서는 완전히 균일하지는 않은 것으로 나타났다.

또한 Fig. 5의 면외 진동 결과로부터 정규화 하여 나타낸 그래프가 Fig. 7이다. 이론적으로 유도된 식 (10)에서 면외 진동 분포가 두께방향으로 1차함수 형태라고 예상되었고, Fig. 7의 오른쪽 그래프에서도 그와 같은 경향을 보인다.

4. 실험

이론적 해석과 유한요소 해석으로 구한 고유진동수를 비교 검증하기 위한 실험을 하였다.

실험에 사용된 압전 원판은 ㈜동일기연 제품으로서,

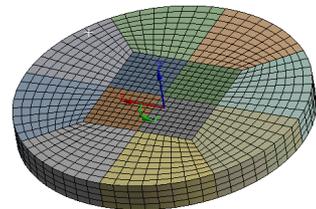


Fig.3 Finite element model of a piezoelectric disc transducer

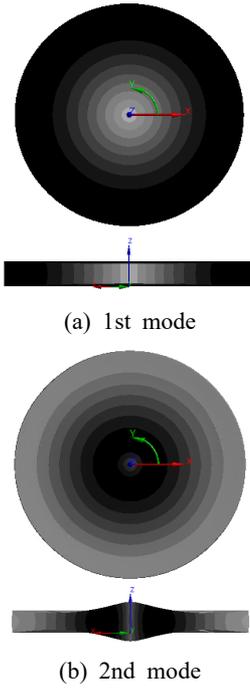


Fig. 4 In-plane vibration distribution obtained by finite element analysis

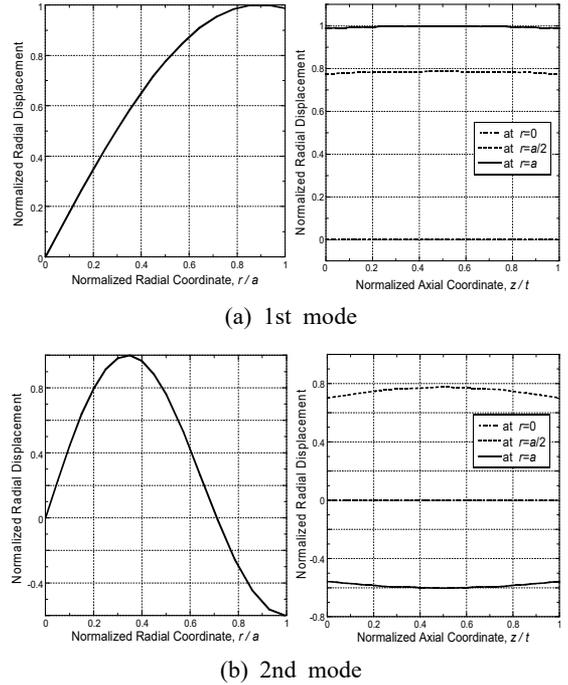


Fig. 6 In-plane vibration displacement obtained by finite element analysis

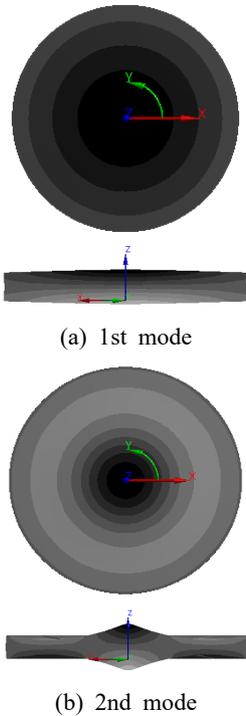


Fig. 5 Out-of-plane vibration distribution obtained by finite element analysis

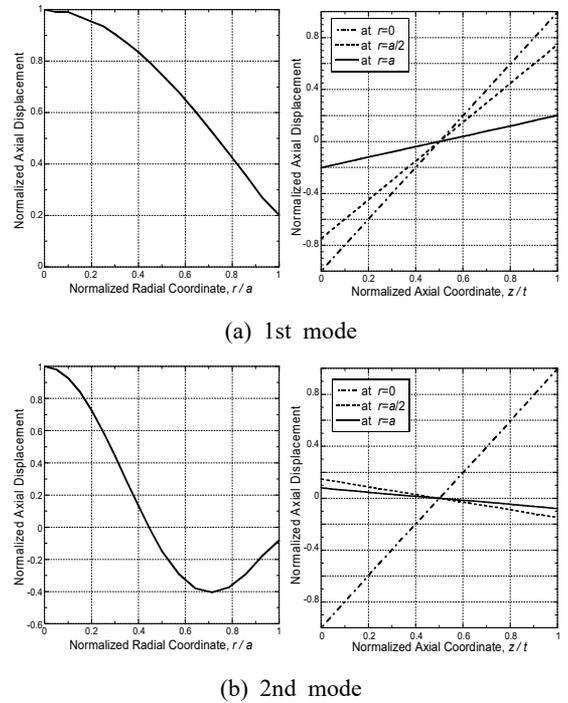


Fig. 7 Out-of-plane vibration displacement obtained by finite element analysis

재질은 PTZ-4이다. 지름 3가지와 두께 3가지로 하여 Table 1에 기재한 바와 같이 5종의 시편을 선정하였다. 이들의 사진을 Fig. 8에 제시하였다.

압전소자의 고유진동수는 주파수에 따른 임피던스를 측정하여 임피던스 곡선의 극소값에 해당하는 주파수로써 파악할 수 있다. 이 연구에서는 Agilent 4192A impedance gain/phase analyzer를 사용하였다. 측정된 임피던스 곡선의 예를 Fig. 9에 나타내었다. 각 시편 종류별로 3개씩의 시편에 대해서 실험을 반복하여 고유진동수 평균값을 구하였다.

이 연구에서 진동분포를 측정하는 실험은 하지 않았다. 앞선 연구⁽¹⁰⁾에서는 지름이 25 mm 이상의 시편을 대상으로 in-plane laser interferometry에 의해 면내

진동을 측정할 바 있다. 이 연구의 대상 시편은 지름이 작아서 그 방법에 적합하지 않았다.

5. 결과 비교 및 고찰

진동분포에 대해서 이론적 해석과 유한요소 해석의 결과를 비교하고, 고유진동수에 대해서 3가지 결과를 비교하며 치수에 따른 경향을 고찰한다.

5.1 진동 분포

이론적 분포 계산 식 (13)으로부터 1차모드($n=1$)와 2차모드($n=2$)의 반경방향 면내 진동의 분포를 계산하여 Fig. 10에 실선으로 나타내었다. 유한요소 해석으로 구하여 Fig. 6의 왼쪽에 제시한 결과를 Fig. 10에 점선으로 나타내었다. 비교해서 알 수 있다시피, 면내 진동 분포의 이론적 해석 결과와 유한요소 해석 결과가 서로 유사하다.

식 (14)로부터 1차모드와 2차모드의 두께방향 면외 진동의 분포를 계산하여 Fig. 11에 실선으로 나타내었다. 한편, 식 (9b)에 따라 Fig. 6의 왼쪽 그래프들로부터 $(\Delta U/\Delta r) + (U/r)$ 를 추출하여 Fig. 11에 점선으로 나타냈고, Fig. 7의 왼쪽에 제시한 결과를 Fig. 11에 1점 쇄선으로 나타내었다. 이 그래프들을 비교하여, 이론적으로 계산한 결과와 유한요소 해석에서 산출한 두 가지 결과가 유사한 것이 확인되었다.

이 연구에서 목적인 대로 압전 원판 변환기의 면내 진동과 면외 진동이 연계됨을 입증하였다. 기본모드의 면외 진동 분포 형상이 축대칭 종모양인 것도 확인하였다. 이는 압전 원판 변환기가 포함된 초음파 센서의 진동분포를 유한요소 해석으로 구한 결과와 일관성이 있다⁽¹¹⁾.

Table 1 Sizes of piezoelectric disc specimens

Specimen	Diameter (mm)	Thickness (mm)
A3	20.0	1.00
A2	15.0	1.00
A1	10.0	1.00
B1	10.0	0.75
C1	10.0	0.50

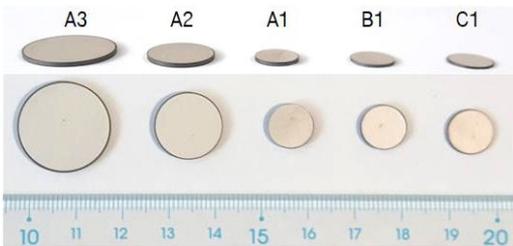


Fig. 8 Specimens of piezoelectric disc transducers

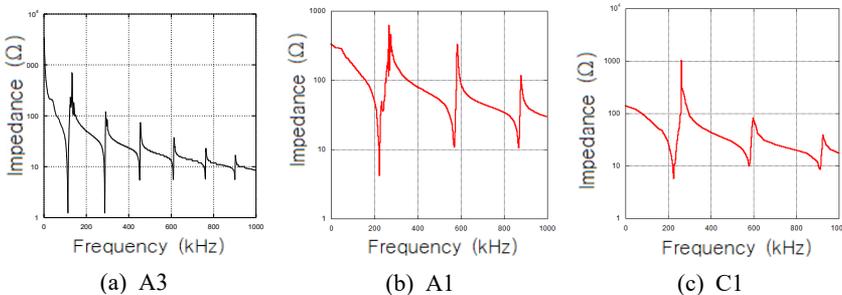
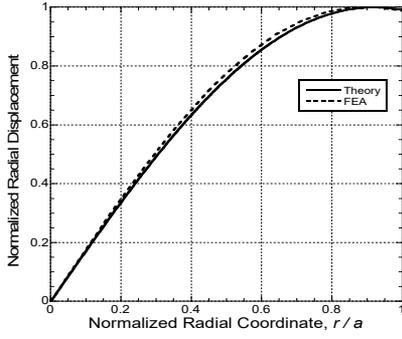
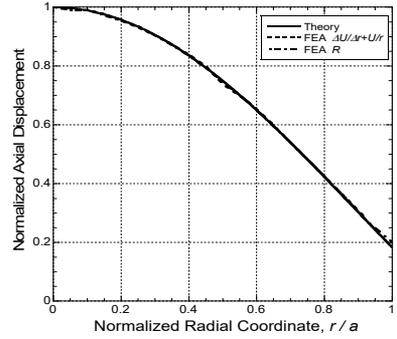


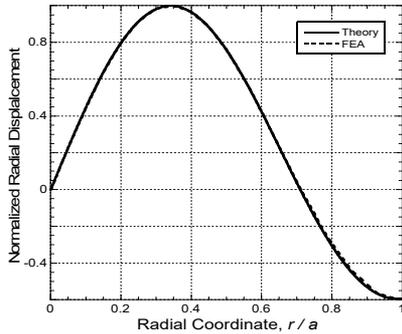
Fig. 9 Impedance curves obtained by experiments



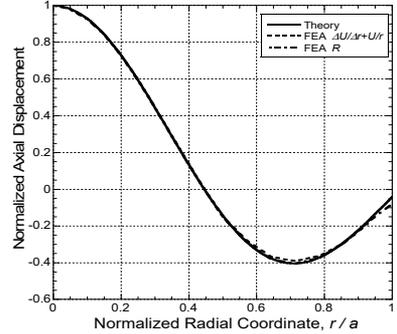
(a) 1st mode



(a) 1st mode



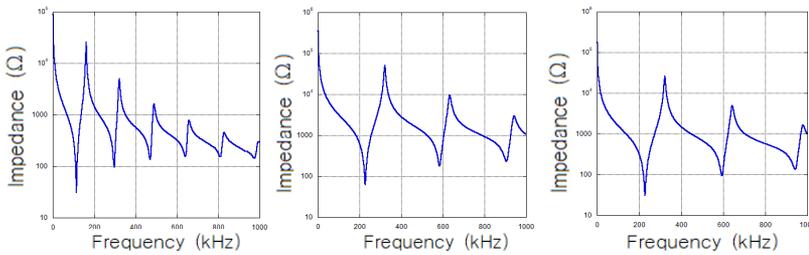
(b) 2nd mode



(b) 2nd mode

Fig. 10 Comparison of in-plane vibration displacement

Fig. 11 Comparison of out-of-plane vibration displacement



(a) A3

(b) A1

(c) C1

Fig. 12 Impedance curves obtained by finite element analysis

Table 2 Comparison of natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and experiment

Specimen			Natural frequency [kHz]					
No.	Diameter [mm]	Thickness [mm]	1st			2nd		
			Theory	FEA	Experiment	Theory	FEA	Experiment
A3	20.0	1.00	114	114	114	311	296	287
A2	15.0	1.00	152	152	147	415	394	379
A1	10.0	1.00	228	227	223	622	584	569
B1	10.0	0.75	228	228	228	622	590	585
C1	10.0	0.50	228	228	225	622	594	580

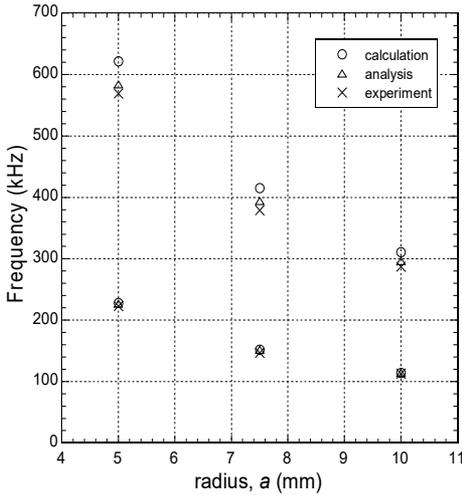


Fig. 13 Comparison of natural frequencies obtained by theoretical calculation, finite element analysis, and experiment

5.2 고유진동수

Table 1에 제시한 시편에 대해 3가지 방법으로 고유진동수를 구하여 Table 2에 기재하였다. 유한요소 해석 과정에서 고유진동수를 파악하기 위해 먼저 구한 임피던스 곡선을 Fig. 12에 나타내었다. 3가지 방법으로 구한 고유진동수가 매우 유사하다. 3가지 결과에서 1차 고유진동수는 거의 일치하였으나 2차 고유진동수는 이론적 결과가 5% 정도 어긋났다. 이론적 해석에서 반경모드에 두께방향 운동이 없다고 전제하였는데, 1차 모드에서는 타당하지만 2차 모드에서는 그렇지 않기 때문인 것으로 판단된다.

고유진동수는 압전원판의 두께에 상관없지만 지름에 따라 다르다. 이는 원주면 경계조건에 영향 받는 반경모드이기 때문이다. 반지름에 따른 고유진동수를 Fig. 13에 나타내었다. 고유진동수가 반지름에 반비례한다. 1차 고유진동수와 지름의 곱은 $2.28 \text{ kHz} \cdot \text{m}$ 임을 확인하였다. 재질이 PZT-4인 압전 원판의 1차 고유진동수는 이 수치를 지름으로 나누어 실용적으로 추정할 수 있다.

Table 2에서 시편 A1, B1, C1의 결과에서 확인되다시피, 두께 대비 지름이 10 이상인 압전원판에서 저차의 반경모드 고유진동수는 두께에 상관없다. 한편, 시편 A1, A2, A3의 결과에서 확인되듯이, 저차의 반경모드 고유진동수는 반지름에 따라 다르다. 이는 원주면 경계조건에 영향받기 때문이다.

6. 결론

초음파센서의 핵심 요소인 압전 원판 변환기의 면내 진동과 면외 진동의 연계성을 다루었다. 원판형 압전 변환기에 대한 이론적 해석으로 반경방향 운동인 면내 진동으로부터 두께방향 운동인 면외 진동을 표현하였다. 유한요소 해석으로 진동분포를 구하여 이론적 해석 결과를 비교 검증하였다. 임피던스 측정 실험으로 고유진동수를 구하여 이론적 계산 및 유한요소 해석 결과를 비교 검증하였다.

면내진동 분포에 대해서 이론적 해석과 유한요소 해석 결과가 유사하였다. 면외진동 분포에 대해서도 두 가지 결과가 유사하였다. 면외진동 분포가 축대칭 종모양 분포인 것을 식으로 표현할 수 있게 되었다.

고유진동수는 3가지 방법으로 얻은 결과가 일치하였다. 원판형 압전 변환기의 기본모드 고유진동수는 두께 대비 지름이 10 이상인 경우에 두께에 상관없지만 지름에 반비례한다. 재질이 PZT-4인 압전원판의 1차 고유진동수와 지름의 곱은 $2.28 \text{ kHz} \cdot \text{m}$ 임을 파악하였고, 이로부터 실용적으로 고유진동수를 추정할 수 있다.

후 기

이 성과는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. NRF-2020R1F1A1048453).

References

- (1) Busch-Vishniac, I. J., 1999, *Electromechanical Sensors and Actuators*, Springer, New York, Ch. 5.
- (2) Lynnworth, L. C., 1989, *Ultrasonic Measurements for Process Control*, Academic Press, Boston.
- (3) Kim, J. O., 2000, *Sensors and Actuators Using Ultrasound*, Journal of the KSNVE, Vol. 10, No. 5. pp. 723~728.
- (4) Xu, W., Yan, C., Jia, W., Ji, X. and Liu, J., 2018, *Analyzing and Enhancing the Security of Ultrasonic Sensors for Autonomous Vehicles*, IEEE Internet of Things Journal, Vol. 5, No. 6, pp. 5015~5029.

(5) Lim, S. G. and Kim, J. O., 2018, Acoustic Directivity of an Ultrasonic Sensors Depending on Horn Guide Shape, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 707~712.

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

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

(8) Ho, S.-T., 2007, Modeling of a Disk-type Piezoelectric Transformer, IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, Vol. 54, No. 10, pp. 2110~2119.

(9) Meitzler, A. H., O'Bryan, Jr., H. M. and Tiersten, H. F., 1973, Definition and Measurement of Radial Mode Coupling Factors in Piezoelectric Ceramic Materials with Large Variations in Poisson's Ratio, IEEE Transactions on Sonics and Ultrasonics, Vol. 20, No. 3, pp. 233~239.

(10) Kim, D. J., Oh, S. H. and Kim, J. O., 2015, Measurements of Radial In-plane Vibration Characteristics of Piezoelectric Disk Transducers, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 1, pp. 13~23.

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

Table A Material properties of a PZT-4 specimen

Properties			Values
Mechanical	Mas density ($\times 10^3 \text{ kg/m}^3$)	ρ	7.60
	Elastic stiffness (10^9 N/m^2)	C_{11}^E	139.0
		C_{12}^E	77.8
		C_{13}^E	74.3
		C_{33}^E	115.4
		C_{44}^E	25.6
	C_{66}^E	30.6	
Dielectric	Permittivity ($\times 10^{-9} \text{ C}^2/\text{N} \cdot \text{m}^2$)	ϵ_{33}^S	5.62
Electro-mechanical	Piezoelectric stress constant (C/m^2)	e_{31}	-5.20
		e_{33}	15.10
		e_{15}	12.70

$$\epsilon_z = \frac{-\nu}{E} (\sigma_r + \sigma_\theta) \tag{A1c}$$

여기서 E 와 ν 는 각각 영률과 푸아송 비이다. 식 (A1a)와 (A1b)의 합은 다음과 같다.

$$\epsilon_r + \epsilon_\theta = \frac{1-\nu}{E} (\sigma_r + \sigma_\theta) \tag{A2}$$

식 (A2)와 식 (A1c)로부터 다음과 같은 변형률 관계식을 얻는다.

$$\epsilon_r + \epsilon_\theta = \frac{1-\nu}{-\nu} \epsilon_z \tag{A3}$$

이 결과는 등방성 탄성체에 적용되는 식이다. 압전체는 이방성이지만 PZT-4와 같이 입방 대칭성(cubic symmetry)이면서 등방성에 가까운 재질에서는 약간의 오차를 감수하고 적용될 수 있다.

부 록

등방성 탄성원판에서 응력과 변형률의 관계는 Hooke의 법칙에 plane stress 조건인 $\sigma_z = 0$ 를 적용하여 다음과 같다.

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \nu \sigma_\theta) \tag{A1a}$$

$$\epsilon_\theta = \frac{1}{E} (\sigma_\theta - \nu \sigma_r) \tag{A1b}$$



Byung Ju Baek received the B.S. degree in Mechanical Engineering from Soongsil University in 2021. During his stay at Soongsil as an undergraduate student, he was working on vibration characteristics of piezoelectric discs for ultrasonic sensors.

ultrasonic sensors.



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



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

풍하중에 대한 무인항공기 등가 모델 주익의 구조안전성 분석

Structural Stability Analysis Method for the Main Wing of an Equivalent Model of an Unmanned Aerial Vehicle against Wind Load

손 동 훈^{†*} · 이 명 식^{*} · 김 준^{*} · 유 구 현^{*} · 이 동 근^{**}

Dong-Hun Son^{†*}, Myung-Sik Lee^{*}, Joon Kim^{*}, Gu-Hyun Ryu^{*} and Dong-Keun Lee^{**}

(Received March 4, 2021 ; Revised April 12, 2021 ; Accepted April 12, 2021)

Key Words : Unmanned Aerial Vehicle(무인항공기), Wind Load(풍하중), Finite Element Analysis(유한요소 해석), Dynamic Characteristics(동적 특성), Vortex Shedding(와류 진동)

ABSTRACT

The advantage of unmanned aerial vehicles (UAVs) is that the performance and capability of the platform can be enhanced by manufacturing an airframe with various mission profiles of a UAV. Military UAVs are being developed in various fields, with diverse operational purposes and types. For military UAVs, it needs to be verified whether the mounting equipment has structural stability against wind loads. Wind loads are continuously applied to an equivalent model of UAV during performance testing. Thus, the effects of wind speed conditions on testing should be defined by analyzing the structural stability of an equivalent model of UAV and the dynamic characteristics of the main wing. Therefore, this study suggests a standard for analyzing the structural stability of UAVs and mounting equipment and proposes an engineering procedure to verify that the performance satisfies for the requirements.

기 호 설 명

- A : 투영면적
- C : 풍력계수
- E : 영률
- V : 체적
- v_w : 풍속
- St : 스트로우홀 수
- ν : 푸아송 비
- ρ : 밀도
- ρ_α : 공기 밀도

ψ : 체적 분율

1. 서 론

무인항공기(이하 “무인기”, unmanned aerial vehicle)는 지상에서 원격으로 통제하여 임무를 수행하도록 개발된 항공체를 의미한다. 무인항공기는 조종사가 탑승하지 않은 채 비행할 수 있고 목적에 맞는 크기와 성능으로 제작할 수 있으며 화산 지역, 정글, 원자력 발전소 사고지역 등 다양한 곳에서 운용할 수 있는 장점

† Corresponding Author ; Member, LIG Nex1, Researcher
E-mail : donghun.son@lignex1.com
* Member, LIG Nex1, Researcher
** Agency for Defense Development, Researcher

A part of this paper was presented at the KSNVE 2021 Annual Spring Conference
‡ Recommended by Editor Jong Seok Oh
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

이 있다. 이에 힘입어 시장의 수요는 가파르게 상승 중이며 필요한 공급은 10년 주기로 2배 이상 성장할 것으로 시장은 예측하고 있다. 민수용무인기의 개발 분야로는 감시, 통신, 영상정보 획득 등이 있고, 군사용 무인기는 감시정찰 분야를 위주로 개발이 시작되어 정밀타격 분야로 그 영역이 확장되고 있다. 군사용무인기의 운용 목적은 전술급 위주의 개발에서 고고도 장기체공형 무인기로, 형태는 고정익 위주에서 헬기, 멀티콥터 및 복합형 무인기 등으로 발전하여 다양화되는 추세이다⁽¹⁾.

군사용무인기를 목적에 맞게 활용하기 위해서는 무인기 내/외부에 전자장비와 같은 구성품을 탑재하는 소요가 발생할 수 있는데 이런 경우 탑재 구성품에 대한 기계적·전기적 성능을 사전에 충분히 검증하여야 한다. 구성품 성능 검증을 위한 방법은 시뮬레이터를 활용한 방법과 실제와 유사한 환경을 모의하여 수행하는 방법이 있다. 성능 구현의 가능성을 확인하는 단계에서는 시뮬레이터를 활용하는 방법이 가능하지만 종래에는 실제 운용 환경을 모의한 조건에서 시험을 수행하여야 하므로 무인기와 동일한 크기로 등가 모델을 제작하여 시험 환경을 구축하는 과정이 필요하다. 이 연구에서 수행한 시험은 개활지에서 오랜 기간 진행하여야 하는데 개활지에서 시험을 수행하면 순간 돌풍을 포함한 풍하중이 등가 모델에 지속적으로 인가될 수 있다. 풍하중에 의해 발생하는 주익의 구조적 변위는 탑재 구성품의 성능 검증에 악영향을 끼치는데 태풍과 같은 강풍이 발생하는 경우에는 안전 문제까지 추가로 발생할 수 있어서 시험 수행이 가능한 조건에 대한 검증이 필요하다. Ryu, H. G. et al.⁽²⁾은 대형 무인기를 고소작업대에 장착한 시험 시설이 강풍에 노출될 경우에 발생할 수 있는 상황을 가정하여 풍하중에 대한 시험 시설의 안전성을 검토하였다. 이와 같은 목적으로 시험 시설을 구성하는 무인기의 크기가 대형이면 풍하중에 대한 등가 모델 및 주익의 구조안전성도 검증하여야 한다.

등가 모델의 구조안전성과 주익의 동적 특성을 확인하여 풍속 조건이 시험에 미치는 영향을 분석하기 위해서는 우선 시험 지역에서 발생하는 풍속 조건을 검토하여야 한다. 국가에서 지정한 강풍주의보 발령 기준은 풍속 14 m/s이다⁽³⁾. 여기서 풍속은 24시간 동안의 평균 풍속을 의미하는데 순간 풍속은 평균 풍속을 상회할 수 있으므로 시험체에 가해지는 풍하중을 검토할

때에는 순간 돌풍에 의한 풍속 역시 고려하여야 한다. Yun, S. W은 무인항공기 운용 환경조건의 시험절차 수립에 대한 연구에서 미군사규격의 시험조건을 활용하여 무인기의 성능 충족 여부에 대해 검증할 것을 제안하였다⁽⁴⁾. MIL-STD-810G w/Change 1, method 506.6, 2.3.4 wind velocity를 보면⁽⁵⁾ 강우 시험에 동반되는 풍속 시험의 기준 조건이 18 m/s인데 순간 돌풍은 이 조건을 상회할 수 있으므로 이 연구에서는 20 m/s를 등가 모델의 성능 검증 규격으로 설정하였다. 등가 모델은 폭이 17미터에 달할 정도로 대형구조물이고 구성품 성능 확인을 위해 무인기와 지면의 각도를 최대 60°까지 기울여야 할 경우도 있으므로 등가 모델의 구조안전성을 검증하고 와류에 의해 발생하는 주익의 동적 응답을 분석하여 등가 모델 및 주익의 성능 충족 여부를 검증하도록 한다.

2. 유한요소 모델 구축

주익 탑재품의 성능을 검증하기 위하여 제작한 등가모델의 개략 형상은 Fig. 1과 같다. 등가모델의 구조를 확인하면 동체는 원형과 유사한 형태로 풍하중에 대한 영향을 적게 받지만 주익은 폭과 길이가 두께에 비해 긴 구조이므로 풍하중에 노출될 경우 정적 및 동적 하중에 의해 변위가 발생하고 일부 구간에 응력이 집중될 수 있다. 외란에 의해 발생하는 주익의 변위 및 응력 집중이 탑재품의 성능 검증에 끼치는 영향을 확인하기 위해 정적 및 동적 하중에 대한 응답을 분석하고자 Solid 186, Solid 187, Shell 181요소를 사용하여 주익의 유한요소 모델을 구축하였다. 그 결과는



Fig. 1 The shape of the equivalent structure for UAV



Fig. 2 The mesh shape of the main wing

Fig. 2, Table 1과 같고, 해석에 적용한 소재의 물성은 Table 2에 나타내었다.

등가 모델을 구성하는 품목 중에 스킨은 고강도 및 경량화를 위해 carbon fiber로 구성된 복합소재를 적용하였다. Fig. 3에 적층 구조를 도시하였는데 층별로 적층 방향을 달리하였음을 확인할 수 있다. 모든 층의

Table 1 Nodes and elements of FEM for the main wing

Components	Value
Nodes	198 919
Elements	90 275

Table 2 Material properties of components for the main wing

Properties	Plywood	Balsa wood	SK5	SCM440	AL7075-T6
Density [kg/m ³]	719	149	8000	7850	2730
Young's modulus [GPa]	8.2	2.7	190.0	205.0	71.0
Poisson's ratio	0.24	0.38	0.27	0.29	0.33

Properties	CF #3327	CF #1114	CF #730	CR #108	CR #618
Density [kg/m ³]	1816	1816	1816	1856	1856
Young's modulus [GPa]	52.0	55.0	100.1	20.2	20.2
Poisson's ratio	0.055	0.055	0.312	0.13	0.15

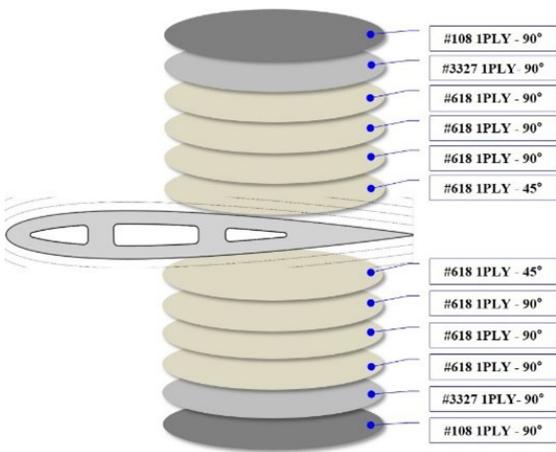


Fig. 3 The lamination structure of the carbon skin

정보를 반영한 해석 모델을 구축하고 그에 대한 물성을 적용할 수도 있으나 효율적으로 해석을 수행하기 위해 점근적으로 계산하는 적층 carbon fiber의 식을 사용하여 복합소재의 등가 물성을 계산하였다. 유한요소 해석에 사용되는 carbon skin의 물성치는 다음의 변수로 계산할 수 있다. 적층 구조체의 carbon skin 계산은⁽⁶⁾ 식 (1)~(4)에 의해 결정된다. 식 (1)은 등가 영률이고 식 (2)에서 계산된 각각의 체적 분율에 대한 영률 곱의 합으로 정의된다. 식 (3)의 등가 푸아송비와 식 (4)의 등가 밀도도 동일한 방식으로 계산할 수 있으며 계산된 적층 carbon skin의 물성치를 Table 3에 나타내었다.

$$E_{\text{equivalent}} = \sum E_i \psi_i \tag{1}$$

$$\psi_i = \frac{V_i}{\sum V_i} \tag{2}$$

$$v_{\text{equivalent}} = \sum v_i \psi_i \tag{3}$$

$$\rho_{\text{equivalent}} = \frac{\sum \rho_i V_i}{\sum V_i} \tag{4}$$

3. 하중 조건에 대한 주의의 특성 분석

3.1 정적 하중에 대한 주의의 특성 분석

(1) 주의 입력 정하중 분석

등가 모델에 인가되는 하중은 등가 모델의 자중 및 풍하중에 의한 정적 하중과 와류에 의해 발생하는 동적 하중으로 정의할 수 있다. 풍하중에 의한 정적 하중은 등가 모델의 질량과 중력가속도에 비례하여 발생하는 자중과 바람에 의해 발생하는 풍하중으로 정의된다. 여기서 풍하중에 의한 정적 하중은 아래에 정의된 각각의 변수에 대한 데이터와 식 (5)를 활용하여 계산할 수 있다. 풍력계수는 풍속고도분포계수(K_{zr})

Table 3 Material properties of the carbon fiber

Components	Value
$E_{\text{equivalent}}$	25.5 GPa
$v_{\text{equivalent}}$	0.135
$\rho_{\text{equivalent}}$	1849 kg/m ³

와 지형계수(K_{zt}), 건축물의 중요도계수(I_w)의 곱에 보수적인 분석을 위해 10%의 보정계수를 추가로 적용하여 도출하였다. 이 연구에서 설정한 최대 풍속 조건이 20 m/s임을 고려하였을 때 주익에 인가되는 최대 풍하중은 2354 N이 된다.

$$\begin{aligned} \rho_\alpha &= 1.29 \text{ kg/m}^3 \\ C &= K_{zv} K_{zt} I_w = 1.35 \\ K_{zv} &= 0.81 \\ K_{zt} &= 1.61 \\ I_w &= 0.95 \\ A &= 6.76 \text{ m}^2 \\ W &= \frac{1}{2} \rho_\alpha C v_w^2 A [N] \end{aligned} \tag{5}$$

(2) 정하중에 대한 주익 구조안전성 분석

주익에 인가되는 자중과 풍하중을 유한요소 모델의 입력조건으로 하여 static analysis를 수행해서 정하중에 대한 주익의 구조안전성을 분석하였다. 경계 조건은 Fig. 4에 나타내었고 주익 구성품 중에 정적 하중에 대한 영향을 가장 크게 받는 pin 파트를 집중적으로 분석하였다. Pin 파트는 Al과 SCM 440 재질로 제작되었으며 해석 결과는 Fig. 5와 같다. 20 m/s 풍속에 대해 pin 파트에서 발생하는 최대 응력은 Al 재질에서 416.62 MPa이고, SCM재질에서 184.94 MPa로 확인되었다. 소재의 항복응력을 기준으로 분석한 안전율은 Al 소재의 경우 1.09, SCM 소재의 경우 3.65로 확인되었는데 실제 운용 조건인 10 m/s를 상회하는 20 m/s에 대한 분석 결과이므로 주익이 정하중 조건에서 구조적으로 안전함을 확인할 수 있다.

3.2 동적 하중에 대한 주익의 특성 분석

(1) 와류 주파수 범위 연산

와류에 의해 발생하는 동적 하중을 구하기 위해서는 와류 진동 현상에 의해 유동이 구조물에 가하는 하중이 인가되는 주파수를 분석하여야 한다. 주파수는 스트로우홀 수(St)와 구조물의 두께(D), 풍속(v_w)에 의해 결정되고 관계식은 식 (6)과 같다.

$$f = St \frac{v_w}{D} \tag{6}$$

여기서 스트로우홀 수는 주기를 갖는 다양한 유동 현상에

대해서 실험적으로 평가해서 얻은 무차원 진동수를 의미한다. 스트로우홀 수는 와류 진동이 발생하는 유동 패턴 및 구조물의 형상에 따라 달라지는데 모든 형상에 대한 실험 데이터를 확보할 수는 없으므로 직사각형과 타원형의 스트로우홀 수를 기준으로 하여 주익의 단면 형상에 대한 와류 진동주파수의 범위를 추산하였다. 주익은 직사각형과 타 원형 사이의 단면 형상을 가지므로 직사각형과 타원형에 대한 스트로우홀 수를 계산하면 주익의 와류 주파수 범위를 설정할 수 있게 된다.

단면 형상에 대한 와류 진동 주파수의 증감 경향은 Fig. 6에 보이는 바와 같이 원형일수록 스트로우홀 수가 커져서 와류 주파수가 증가함을 알 수 있다. 실험적 방법으로 직사각형 실린더의 종횡비(L/D)와 스트로우홀 수와의 상관관계를 정립한 결과를 Fig. 7에(7) 도시

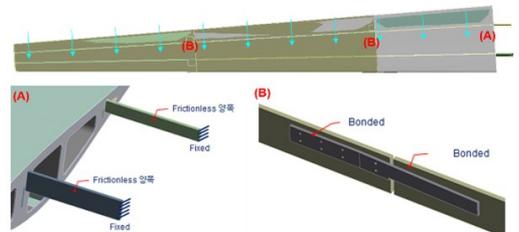


Fig. 4 Boundary conditions of static analysis for the main wing

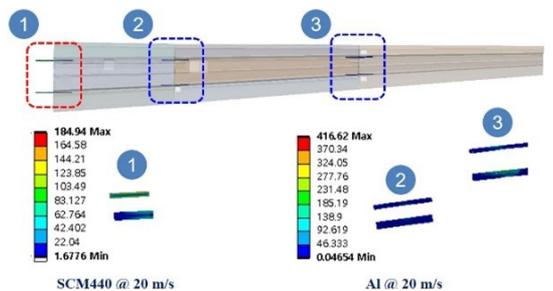


Fig. 5 Static analysis results for pin parts of the main wing

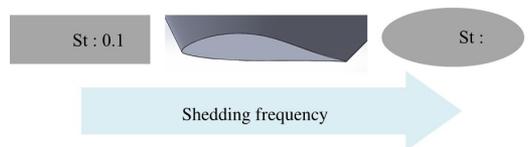


Fig. 6 Variation of the shedding frequency for a section shape

하였다. 여기서 직사각형 실린더의 종횡비에 따른 스트로우홀 수를 확인할 수 있다. 주익의 평균 두께(D)는 89.7 mm, 길이(L)는 501.2 mm이므로 종횡비는 5.59이고, Fig. 7을 통해 직사각형의 경우 스트로우홀 수가 0.1임을 알 수 있다. 타원형 에어포일의 경우 스트로우홀 수는 식 (7), (8)에 의해 결정되고 그 결과는 0.2로 산출되었다^(8,9).

$$Re = \frac{VL}{\nu} = 3.3e^5 \tag{7}$$

$$St = 0.198(1 - \frac{19.7}{Re}) = 0.2 \tag{8}$$

앞서 정의한 운용 기준으로 풍속 조건을 설정하면 운용 기준은 10 m/s, 최대 풍속 조건은 20 m/s로 정의되고 식 (6)을 통해 계산한 풍속과 단면 형상에 대한 와류 주파수 분석 결과는 Table 4와 같다.

이와 같이 유동해석으로 분석한 하중과 스트로우홀 수로 얻은 와류 주파수를 입력 조건으로 고려하여 조화해석을 수행해서 주익 및 안테나 장착 위치의 최대 변형을 확인하는 절차로 이 연구를 진행하였다.

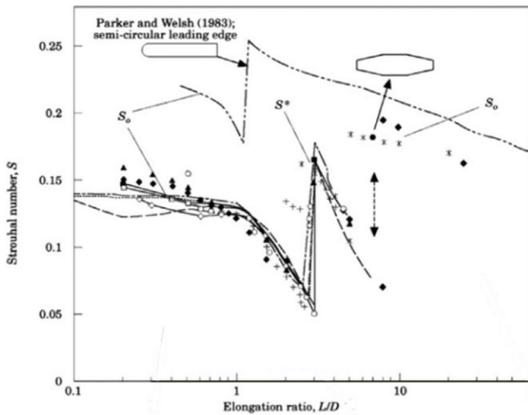


Fig. 7 Rectangular cylinder and strouhal number

Table 4 Results of the shedding frequency for section shapes and wind velocity

Section type	Strouhal number	Frequency @10 m/s	Frequency @20 m/s
Rectangular	0.1	11.1 Hz	22.3 Hz
Circular	0.1	23.4 Hz	46.8 Hz

(2) 주익 모드해석

등가 모델 주익의 모드해석을 수행하여 주익의 공진 주파수와 모드형상을 분석하였다. 모드해석을 수행하는 주파수 구간은 와류 주파수 범위인 11.1 Hz ~ 46.8 Hz를 포괄하는 범위에서 수행하였고 결과는 Fig. 8과 같다. 와류 주파수 범위 내에 4개의 공진주파수가 있음을 알 수 있고 이 결과를 조화해석을 수행하는 기초자료로 활용하도록 한다.

(3) 유동해석을 통한 와류 벡터 해석

와류 진동 현상에 의해 유동이 구조물에 가하는 하중은 풍속 조건이 구조물에 인가하는 압력을 유동해석으로 계산한 값과 압력이 인가된 면적의 곱으로 구할 수 있다. 유동해석의 control volume은 주익 길이인 8미터의 20배에 해당하는 160미터큐빅 크기의 정육면체로 설정하였고 shear stress transport(SST)의 해석 기법을 사용하여 난류로 인해 구조물에 인가되는 압력을 분석하였다. 해석을 위한 유한요소 모델의 구축 결과는 Fig. 9 및 Table 5와 같다. 와류가 작용하는

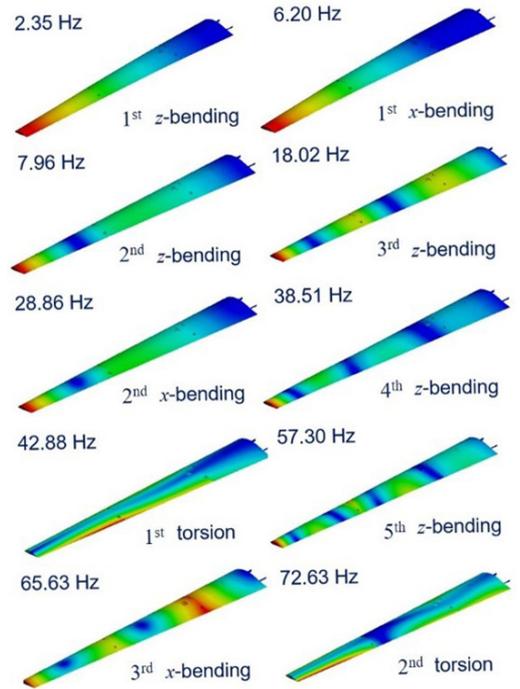


Fig. 8 Modal analysis results of the main wing

주익의 끝부분을 확대한 유동해석 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 주익 윗면의 끝부분에서 와류 진동 현상이 발생하였고 와류에 의한 압력은 10 m/s에서 42 Pa, 20 m/s에서 222 Pa이 발생하였음을 알 수 있다. 압력이 인가된 면적은 10 m/s에서는 0.068 m², 20 m/s에서는 0.0815 m²이므로 하중으로 계산한 결과는 10 m/s에서 2.8 N, 20 m/s에서 18.1 N임을 확인하였다.

(4) 조화해석을 통한 주익 응답 특성 분석

앞선 과정에서 분석한 와류 주파수와 등가 하중을 입력 조건으로 조화해석을 수행하여 풍속 조건에 대한 주익의 응답 특성을 분석하였다. 등가 모델 주익에서 발생한 최대 응력과 변위를 분석하였고, 주익에 장착되는 전자장비 장착 위치에서의 최대 변위를 추가로 분석하였다. 풍속 조건에 따라 와류 주파수 구간이 다르므로 구간 별로 나누어 분석하였고 보수적인 접근을 위해 주익에 와류가 발생한 면적(real vortex area)을 2배로 확장(expanded vortex area)하여 분석한 결과를 Fig. 11과 Table 6에 나타내었다. 10 m/s 풍속에서 발생하는 최대

응력과 변위는 105.7 MPa, 12.4 mm, 20 m/s 풍속에서 발생하는 최대 응력과 변위는 144.2 MPa, 16.3 mm로 도출되었다. 안전율은 최대 응력이 발생한 소재의 항복응력을 기준으로 산정하였고 결과는 10 m/s에서 4.35, 20 m/s에서 3.23으로 계산되어 풍속 조건에 대해 주익 구조가 내구성을 보유하였음을 확인하였다. 주익에 장착되는 전자장비는 성능 검증을 위해 풍속 조건에서 발생하는 변위를 확인할 필요가 있다. 그 결과는 10 m/s에서 7.2 mm, 20 m/s에서 17.7 mm로 확인되었고 안전계수(S.F)는 식 (9)를 활용하여 산출하였다. 조화해석으로 검증한 내용은 전자장비 성능 검증을 위한 기초 자료로 활용하도록 한다.

$$S.F = \frac{\sigma_u}{\text{Max. stress}} \tag{9}$$

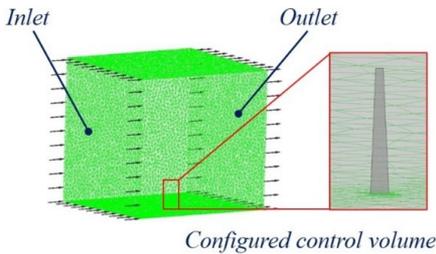


Fig. 9 Pre-processed shape of main wing and configured control volume for CFD

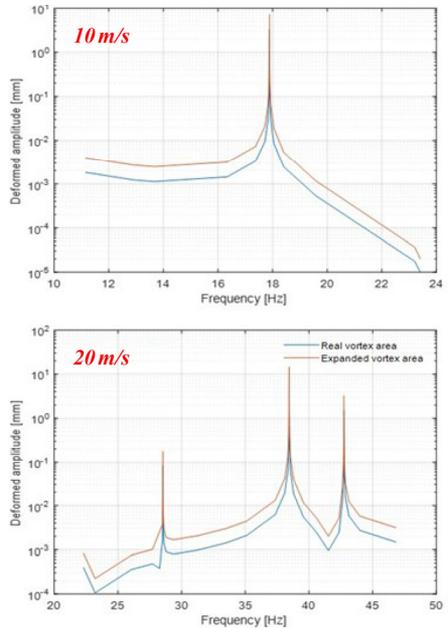


Fig. 11 Harmonic analysis results at receiver points

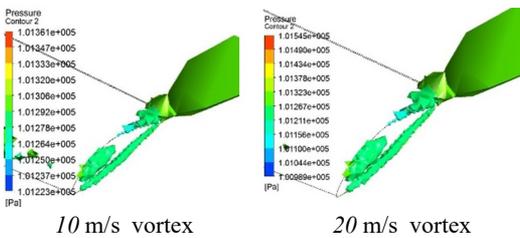


Fig. 10 CFD analysis results

Table 5 Nodes and elements of FEM for CFD

Components	Value
Nodes	166 732
Elements	760 078

Table 6 Results of the harmonic analysis for wind velocity

Wind velocity	Max. Stress (S.F)	Max. disp	Disp @ receiver
10 m/s	105.7 MPa (4.35)	12.4 mm	7.2 mm
20 m/s	144.2 MPa (3.23)	17.7 mm	16.3 mm

4. 주익 모달 테스트

주익 해석 결과의 신뢰성을 확보하기 위해 제작된 등가 모델의 모달 테스트를 수행하였다. 모드해석에서 확인한 모드형상을 획득할 수 있는 위치에 Fig. 12와 같이 가속도센서를 부착하여 주익의 동적 특성을 확인



Fig. 12 Modal test of the main wing

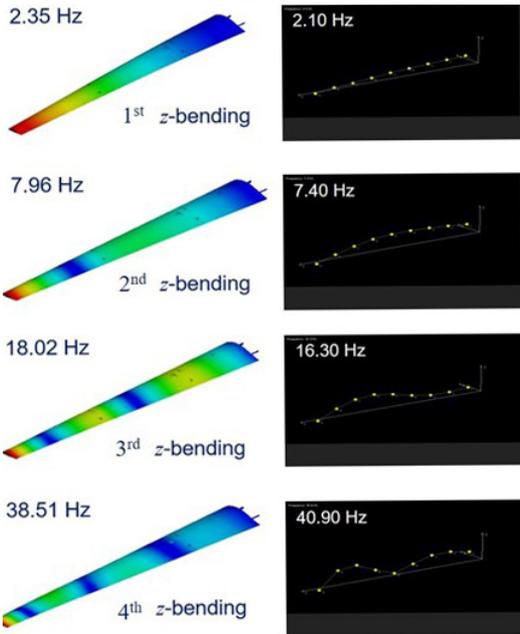


Fig. 13 Modal test results of the main wing

Table 7 Modal test results of the main wing

	1st mode	2nd mode	3rd mode	4th mode
Simulation	2.35	7.96	18.02	38.51
Test	2.10	7.40	16.30	40.90
Error rate	10.64 %	7.04 %	9.55 %	6.21 %

하였다. 지면에 수직인 축 방향이 주익에 탑재되는 전자장비의 성능에 가장 영향을 끼치므로 해당 축에 대한 모달 테스트 수행 결과를 Fig. 13 및 Table 7에 나타내었다. 4차 모드까지의 동적 특성 분석 결과가 10.64 %의 오차를 보이지만 해석과 실험에서 발생 가능한 오차 범위인 15 %를 감안했을 때 신뢰할 만한 결과가 도출되었다고 판단된다.

5. 결 론

이 연구에서는 폭 길이가 17 m에 달하는 무인기 등가 모델이 풍하중에 대한 구조안전성을 보유하고 있는지 확인하기 위한 분석 기준을 제안하고 기준 조건에 대한 요구 성능의 충족 여부를 공학적 절차로 검증하는 방안을 제시하였다. 등가 모델을 활용하여 개발지에서 오랜 기간 성능시험을 수행하면 순간 돌풍을 포함한 풍하중이 등가 모델에 지속적으로 인가되므로 등가 모델의 구조안전성과 주익의 동적 특성을 분석하여 풍속 조건이 시험에 미치는 영향을 정의할 필요가 있다.

우선 시험을 수행하는 지역에 대한 최근 10년간 풍속 데이터를 분석해서 시험 운용을 위한 풍속 기준 조건과 등가 모델의 운용이 가능한 최대 풍속 조건을 제안하였다. 구조안전성을 해석적인 방법으로 분석하고자 등가 모델 주익의 유한요소 모델을 구축하였고 복합재료로 구성된 주익의 소재별 물성 정보를 활용하여 등가 물성을 계산하는 방법을 적용하여 해석 시간을 효율적으로 단축하였다. 주익에 인가되는 정적 하중을 수치해석으로 분석하여 정적 하중에 대한 주익의 구조안전성을 분석하였다. 주익에 인가되는 동적 하중은 주익의 단면 형상과 풍속에 따른 스트로우홀수의 변화를 분석하여 와류가 발생할 때 동적 하중이 인가되는 와류 주파수의 범위를 확인하였고 주익에 인가되는 하중은 유동해석으로 계산한 압력 결과값을 압력이 작용하는 면적에 입력하여 산출하였다. 이렇게 산출한 동적 하중과 와류 주파수에 대해 주익의 조화해석을 수행해서 최대 풍속 조건인 20 m/s에 대해 주익이 3.23의 안전율을 확보하였음을 확인하였다. 끝으로 해석 모델의 신뢰성을 검증하고자 제작된 시제의 모달 테스트를 수행해서 주익에 장착되는 전자장비의 성능에 가장 유효한 영향을 끼치는 지면에 수직인 방향에 대한 실험 결과가 해석과 10.64 %의 오차율을 보여 신뢰할 수 있음을 검증하였다.

대형 무인기가 강풍에 대해 구조적으로 안전한지에 대한 검증이 필요한 경우와 무인기에 장착되는 전자장비에 발생할 수 있는 구조적 변위를 반영한 성능 검증의 경계조건을 설정해야 할 경우, 이 연구의 결과가 성능 시험 조건과 검증 방안을 정립하는데 도움이 될 것으로 판단한다.

References

- (1) Jang, D. H., Kang, W. G. and Kim, J. H., 2013, Global UAS Market Trends and Forecast, Proceedings of the Korean Society for Aeronautical & Space Science, pp. 1140~1145.
- (2) Ryu, H. G., Son, D. H., Kim, J., Lee, D. G. and Park, K. S., 2020, Structural Stability Analysis of Unmanned Aerial Vehicle on the Maintenance Lift According to the Gust Load Utilizing the Equivalent Airspeed, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 5, pp. 482~489.
- (3) Condition of Meteorological Agency weather warning, www.weather.go.kr/weather/warning/standard.jsp.
- (4) Yun, S. W., 2019, A Study on the Establishment of Environmental Test Procedures for the UAV, Transactions of the Journal of Aerospace System Engineering, Vol. 13, No. 3, pp. 87~94.
- (5) MIL-STD-810G w/Change 1, Method 506.6, 2.3.4 Wind Velocity.
- (6) Umar, F. and Peter, M., 2017, Efficient Determination of Mechanical Properties of Carbon Fiber-Reinforced Laminated Composite Panels, APRN

Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 12, No. 5, pp. 1375~1392.

(7) Parker, R. and Welsh, M. C., 1983, Effects of Sound on Flow Separation From Blunt Flat Plates, Transactions of the International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 4, No. 2, pp. 113~127.

(8) Leontini, J. S., Jacono, D. L. and Thompson, M. C., 2015, Stability Analysis of The Elliptic Cylinder Wake, Transactions of the Journal of Fluid Mechanics, Vol. 763, pp. 302~321.

(9) Hiroshi, S. and Mikio, A., 1983, Vortex Shedding from a Rectangular Prism and a Circular Cylinder Placed Vertically in Turbulent Boundary Layer, Vol. 126, pp. 147~165.



Dong-Hun Son is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received the degree of master in Dept. of Mechanical Engineering from Yonsei University in 2011. His research interests are shock/vibration and dynamics.



Joon Kim is a research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received B.S., M.S. degrees in Dept. of Mechanical Engineering from Chungnam National University in 1996, and 1998. His research interests are shock/vibration and fatigue/fracture.

유연축을 갖는 기어트레인으로 구동되는 회전 서보계 제어의 안정성 해석

Stability Analysis of Rotating Servo Control System Driven by Flexible Gear Train

강 민 식[†]
Min Sig Kang[†]

(Received April 5, 2021 ; Revised May 4, 2021 ; Accepted May 7, 2021)

Key Words : Control Stability Analysis(제어 안정성 해석), Rotating Servo-system(회전서보계), Flexible Shaft(유연축), Gear Train(기어트레인), Modal Analysis(모드해석), Two-mass-system(이질량계), Stabilizability(가안정성)

ABSTRACT

This study focuses on the stability of feedback control for rotating servo systems driven by a flexible gear train. In servo drive systems where the load is connected to the driving motor through a flexible shaft that has insufficient stiffness, unwanted mechanical vibration can occur. This mechanical vibration can reduce the control performance. To suppress this mechanical vibration, state feedback controls or cascade PI(proportional-integral) controls have been proposed. However, the state feedback control is cumbersome to be applied to the design; moreover, a PI-based cascade control cannot ensure stability. In this study, as an internal damping control, a simple feedback control based on the relative position or relative speed between the driving motor and load is proposed, and their stability conditions are derived. The feasibility of the proposed method is verified through simulation examples.

기 호 설 명

- J_m, J_L : 모터와 부하의 관성질량모멘트
- K_a, K_b : 내부 PI-제어이득
- K_p, K_i : 외부 PI-제어이득
- K_{eq} : 등가스프링 상수
- N : 기어트레인의 기어비
- T_m, T_d : 제어토크와 외란토크
- $T_{m,fb}$: 되먹임 제어입력

- $T_{m,vmc}$: 차량운동 보상제어입력
- θ_L : 부하의 회전각
- $\omega_m, \omega_L, \omega_h$: 모터, 부하, 차량의 절대각속도

1. 서 론

회전각도 또는 회전속도를 제어하는 회전서보제어 계에는 구동원의 토크를 부하에 직접 전달하는 직접 구동방식과 구동원과 부하 중간에 구동에너지 전달장치를 통해 전달하는 간접구동방식으로 나눌 수 있다.

[†] Corresponding Authors; Member, Department of Mechanical Engineering, Gachon University, Professor
E-mail : mskang@gachon.ac.kr

[‡] Recommended by Editor Sang Wook Kang
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

정밀한 제어 성능을 달성하기 위해서는 직접구동방식이 제일 적합하나, 부하를 직접 구동해야 되므로 구동원의 출력용량이 상대적으로 커야 되는 단점이 있다. 반면 간접구동방식에서는 일반적으로 구동원 출력을 증폭시켜 부하에 전달하므로 상대적으로 작은 용량의 구동원을 사용할 수 있는 장점이 있다. 간접구동방식에서 사용하는 대표적인 동력전달장치는 기어 또는 다수의 기어가 결합된 기어열(gear train)을 들 수 있다. 하지만 기어 또는 기어열의 대표적인 단점으로는 백래시, 마찰과 아울러 기어축의 유한한 강성에 의한 제어계의 불안정성을 들 수 있다. 기어축의 강성은 제어 측면에서 클수록 유리하나, 강성을 높이기 위해서는 기어 또는 기어열의 부피와 질량이 커지는 단점이 있다.

기어축의 강성에 의한 제어 시스템의 저감쇠 진동은 제어시스템의 제어성능을 저하시킬 수 있으며, 불안정성을 유발하기도 한다. 이 문제를 완화하기 위해 진동발생을 억제하거나, 제어를 통해 댐핑을 부여하는 방법이 많이 이용되고 있다⁽¹⁻⁵⁾.

진동 발생을 억제시키는 방법으로는 기준입력을 셰이핑(input shaping)하거나 필터를 이용하여 공진주파수 진동모드를 가진하지 않도록 하는 방법이 있다. 필터링 방법은 측정 센서 신호에 공진주파수에 해당하는 신호를 제거하기 위한 저역통과필터(low pass filter), 또는 노치필터(notch filter)를 사용하는 방법을 들 수 있다. 하지만 저역통과필터는 공진주파수가 폐회로시스템 대역폭의 3배 ~ 10배 이상이 되어야 유용하게 사용할 수 있으며, 노치필터는 공진주파수를 정확하게 알아야 좋은 성능을 기대할 수 있다⁽⁶⁾. 하지만 구동부 내에 저감쇠의 진동 모드가 내재되어 있으므로 필터를 사용하는 수동적인 방법보다는 제어에 의해 이 진동 모드에 감쇠를 부여하는 방법이 시스템 안정성과 응답성능에 더 유리하다.

제어에 의한 진동 감쇠 방법으로는 기어열을 구성하는 각 기어의 회전각이나 회전속도를 측정하여 되먹임제어함으로써 진동모드에 감쇠를 부여하는 방법을 들 수 있다. 하지만 이 경우 각 기어의 운동을 측정해야 하는 부담이 있다. 따라서 구동축 강성을 고려한 대부분의 서보제어 연구에서는 전체 시스템의 모델을 모터와 부하의 관성과 둘 사이에 강성이 존재하는 이질량계(two-mass-system)로 단순화하고,

이 모델을 기준으로 제어기를 설계하는 방법이 일반적이다⁽⁷⁻¹²⁾.

제어기로는 내부의 PI-전류제어루프와 외부의 위치나 속도의 PI-제어를 적용하는 다단계어(cascade control)가 많이 이용되고 있으며, 진동의 감쇠를 위해 추가적으로 모터와 부하의 속도, 가속도, 전달 토크 등을 되먹임제어하는 방법이 이용되고 있다^(1,7).

하지만 다자유도 진동모드를 갖는 다단 기어열을 이용하는 시스템의 경우 2-자유도 진동계로 단순화하여 제어기를 설계할 경우 진동모드의 특성에 의해 PI-제어 기반 다단계어와 추가적 감쇠제어를 적용할 때 진동모드의 특성에 따라 시스템의 불안정성이 나타날 수 있다^(8,12).

이 연구에서는 유연강성을 갖는 기어열을 동력전달장치로 사용하는 경우 구동부와 부하의 상대적 진동을 측정하여 추가적 되먹임제어를 할 경우 진동모드에 따른 안정성을 해석하며, 안정할 조건을 제시한다.

2. 다자유도 구동 모델

Fig. 1과 같이 모터의 구동 토크가 기어트레인을 통해 부하에 전달되는 구동시스템을 고려한다. 기어트레인은 다단의 기어열로 구성되며, 기어축은 비틀림 강성을 갖는다.

Fig. 1에서 $J_{1,1}(=J_m)$ 은 구동모터의 회전관성, J_L 은 부하의 회전관성이며, $J_{i,1}, J_{i,2}$ 는 각각 i -번째 기어열의 입력기어와 출력기어의 회전관성이다. 입력기어는

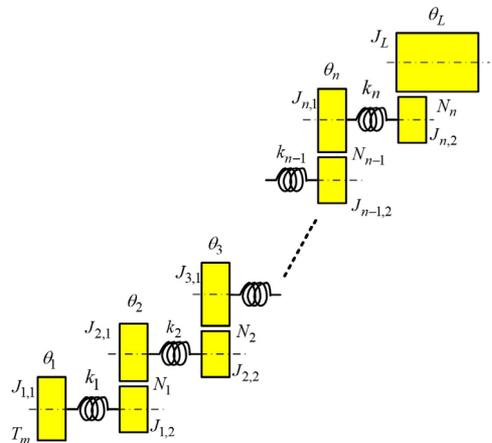


Fig. 1 Schematic of gear train driving system

구동모터에 가까운 기어를, 출력기어는 부하에 가까운 $N_i, i=1, 2, \dots, n$ 은 각 단의 기어비이며, 맞물린 기어 간의 기어비이다. T_m 은 모터의 구동토크이다. $\theta_1(=\theta_m)$ 은 모터의 회전각, θ_L 은 부하의 회전각이며, $\theta_i, i=1, 2, \dots, n$ 은 i -번째 기어열의 입력기어 회전각이다.

2.1 운동방정식

이 구동계의 운동에너지와 위치에너지를 합 E 는 식(1)과 같다.

$$E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n J_i \dot{\theta}_i^2 + \frac{1}{2} (J_L + N_n^2 J_{n,2}) \dot{\theta}_L^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n-1} k_i (\theta_i - N_i \theta_{i+1})^2 + \frac{1}{2} k_n (\theta_n - N_n \theta_L)^2 \quad (1)$$

여기서 $\begin{cases} J_1 = J_m \\ J_i = J_{i,1} + N_{i-1}^2 J_{i-1,2}, i = 2, 3, \dots, n \end{cases}$ 이다.

식(1)에서 계의 운동방정식은 식(2)와 같다.

$$[J]\ddot{x} + [K]x = \{B\}T_m \quad (2)$$

여기서 $[J]$ 는 관성행렬, $[K]$ 는 강성행렬이며 $[B]$ 는 입력벡터, x 는 변수벡터로 다음과 같다.

$$\begin{aligned} [J] &= \text{diag} [J_m \quad J_2 \quad \dots \quad J_n \quad J_L + N_n^2 J_{n,2}] \\ [K]^T &= [k_1^T \quad \dots \quad k_j^T \quad \dots \quad k_{n+1}^T] \\ \begin{cases} k_1 = [k_1 \quad -N_1 k_1 \quad 0_{n-1}] \\ k_i = [0_{i-2} \quad -N_{i-1} k_{i-1} \quad k_i + N_{i-1}^2 k_{i-1} \quad -N_i k_i \quad 0_{n-i}] \\ k_{n+1} = [0_{n-1} \quad -N_n k_n \quad N_n^2 k_n] \end{cases} \\ [B]^T &= [1 \quad 0_n] \\ x^T &= [\theta_m \quad \theta_2 \quad \dots \quad \theta_n \quad \theta_L] \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $\text{diag}[\dots]$ 는 대각행렬(diagonal matrix), 0_i 는 요소가 모두 0인 i -차 행벡터(row vector)이다. 식(3)의 강성행렬을 구성하는 행벡터가 식(4)의 관계를 갖게 된다.

$$N_n(N_{n-1}(\dots(N_2(N_1 k_1 + k_2) + k_3) \dots + k_n) + k_{n+1}) = 0 \quad (4)$$

그 결과 이 시스템이 반한정계(semi-definite system)임을 알 수 있으며, 따라서 고유치가 0인 모드, 즉 모터-기어트레인의 각 기어-부하가 정해진 기어비의 관계 만족하며 상대적 진동이 없이 회전하는 모드가 존재함을 확인할 수 있다. 이 모드의 고유벡터(eigen-vector)는 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \theta_m \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \vdots \\ \theta_n \\ \theta_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 1/N_1 \\ 1/N_1 N_2 \\ \vdots \\ 1/N_1 N_2 \dots N_{n-1} \\ 1/N \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서 $N = N_1 N_2 \dots N_{n-1} N_n$ 이다.

식(2)의 진동계에서 모드해석을 통해 고유치(eigen-value)와 해당 고유벡터 및 고유벡터로 구성되는 고유행렬(modal matrix)을 구할 수 있다. 단, 모든 고유치는 서로 다른 것으로 가정한다. 이 가정은 실제 진동계에서 일반적인 가정이다.

고유치를 $\lambda_i, i = 1, 2, \dots, n+1$ 라 하고, 고유치의 순서는 $\lambda_1 < \lambda_2 < \dots < \lambda_{n+1}$ 으로 가정한다. 단, $\lambda_1 = 0$.

각 고유치에 해당하는 질량 정규화(normalized)된 고유벡터를 $u_i, i = 1, 2, \dots, n+1$ 라 하고, 이 고유벡터로 구성된 고유행렬을 식(6)으로 정의된 $[U]$ 라 하자.

$$[U] = [u_1 \quad u_2 \quad \dots \quad u_n \quad u_{n+1}] \quad (6)$$

여기서 $\{u_i\}^T = [u_{i,1} \quad u_{i,2} \quad \dots \quad u_{i,n} \quad u_{i,n+1}]$ 이다.

식(6)의 고유행렬을 이용하여 식(7)과 같이 좌표 변환을 할 수 있다.

$$x = [U]q \quad (7)$$

여기서 $q^T = [q_1 \quad q_2 \quad \dots \quad q_{n+1}]$ 는 주좌표계이다.

식(2)와 (7)의 관계를 적용하여 다시 쓰면 식(8)을 얻을 수 있다.

$$[U]^T [J] [U] \ddot{q} + [U]^T [K] [U] q = [U]^T \{B\} T_m \quad (8)$$

고유행렬의 직교성 및 정규화 특성에 따라 식(8)은

연성이 없는 각 모드의 독립된 $n+1$ 개의 운동방정식을 얻게 되고, 이를 라플라스 변환하면 다음으로 정리된다.

$$Q_i(s) = R_i T_m(s), R_i = \frac{u_{i,1}}{s^2 + \lambda_i}, i = 1, 2, \dots, n+1 \quad (9)$$

여기서 $Q_i(s)$ 와 $T_m(s)$ 는 각각 $q_i(t)$ 와 $T_m(t)$ 의 라플라스 변환이다.

2.2 구동계 진동제어

Fig. 1의 구동계는 $n+1$ 개의 진동모드가 존재하므로 이를 무시하고 부하를 제어할 경우 심한 진동이 발생하거나 불안정해질 수 있다. 따라서 부하의 운동 제어를 위해 기어트레인의 강성에 의한 진동 안정화가 필요하다.

이 연구에서는 구동계의 진동 안정화를 위해 식 (10)과 같이 모터와 부하의 상대적인 운동만을 이용하여 모터의 구동 토크를 제어하는 경우를 고려한다.

$$T_m(s) = -\mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \{ \theta_m(s) - N\theta_L(s) \} \quad (10)$$

여기서 $N_c(s)/D_c(s)$ 는 제어기 전달함수이며, $N_c(s)$ 와 $D_c(s)$ 는 각각 일계수다항식(mononic polynomial)이고, μ 는 제어기 이득, s 는 라플라스 연산자이다.

식 (10)의 제어기는 모터와 부하의 회전각 또는 각속도를 측정하여 되먹임하는 구조이다. 기어트레인 내부 기어의 회전각이나 각속도를 측정하여 제어에 적용하는 것은 실제적으로 제한이 많은 데 비해, 이 제어기는 모터와 부하의 운동만을 측정하면 되므로 구현이 용이하다.

제어기에서 부하의 회전각에 총기어비 N 을 곱한 이유는 기하학적 모드(모터-기어열-부하가 정해진 기어비로 상대적 진동 없이 회전하는 고유진동수가 0인 운동 모드, 첫 번째 모드)는 제어에 영향을 받지 않도록 하기 위함이다.

$$\begin{cases} \theta_m(s) = -\mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \sum_{i=1}^{n+1} u_{i,1} R_i \{ \theta_m(s) - N\theta_L(s) \} \\ \theta_L(s) = -\mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \sum_{i=1}^{n+1} u_{i,n+1} R_i \{ \theta_m(s) - N\theta_L(s) \} \end{cases} \quad (11)$$

식 (9)와 (10)을 적용하여 식 (11)의 모터와 부하의 폐회로 응답을 구할 수 있으며, 이 때 폐회로의 특성 방정식은 식 (12)와 같다.

$$P(s) = 1 + \mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \{ W_{i,1} - N W_{i,n+1} \} \quad (12)$$

여기서 $W_{i,1}$ 과 $W_{i,n+1}$ 은 다음과 같다.

$$W_{i,1} = \sum_{i=1}^{n+1} u_{i,1} R_i, W_{i,n+1} = \sum_{i=1}^{n+1} u_{i,n+1} R_i \quad (13)$$

정리 1. Fig. 1 또는 식 (2)의 운동방정식을 갖는 시스템에서 식 (10)의 제어를 적용할 경우 기하학적 모드를 제외한 폐회로 응답은 다음 식 (14)를 만족하면 제어 이득 $\mu \in (0, \mu_{cr})$ 의 범위에서 점근안정성(asymptotic stability)을 만족한다.

$$\text{Re} \left[j \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \Big|_{s=j\omega_k} \{ u_{k,1} (u_{k,1} - N u_{k,n+1}) \} \right] < 0, \quad k = 2, \dots, n+1 \quad (14)$$

여기서 $\text{Re}[*]$ 는 복소수 $*$ 의 실수부를 의미하며, $j = \sqrt{-1}$, μ_{cr} 은 $0 < \mu$ 가 증가함에 따른 폐회로의 극점적 중 허수축과 처음 교차하는 근궤적이 발생할 때의 μ 값을 의미한다.

증명 1. 식 (12)의 폐회로 특성방정식에서 제어기 이득 μ 가 미소값 $\Delta\mu$ 를 가질 경우 $1 < k$ -번째 폐회로 극점($\pm j\omega_k$)이 미소 이동을 하게 되고, 이 미소 이동한 극점을 $s_{\pm k} = \pm j\omega_k + \Delta s_{\pm k}$, $\omega_k > 0$ 라 하면 특성 방정식 식 (12)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$1 + \Delta\mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \Big|_{s=\pm j\omega_k} \frac{u_{k,1} (u_{k,1} - N u_{k,n+1})}{\pm j 2\omega_k \Delta s_{\pm k}} = 0, \quad k = 2, \dots, n+1 \quad (15)$$

여기서 $j = \sqrt{-1}$ 이다.

식 (15)에서 제어기 이득의 미소변화와 k -번째 폐회로 극점의 변화의 관계는 식 (16)과 같다.

$$\frac{\Delta s_{\pm k}}{\Delta \mu} = \pm j \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \Big|_{s=\pm j\omega_k} \left\{ \frac{u_{k,1}(u_{k,1} - Nu_{k,n+1})}{2\omega_k} \right\},$$

$$k = 2, \dots, n+1 \tag{16.1}$$

식 (16.1)에서 Δs_{+k} 와 Δs_{-k} 는 실수축에 대칭이므로, 식 (16.1)은 (16.2)로 단순화할 수 있다.

$$\frac{\Delta s_k}{\Delta \mu} = j \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \Big|_{s=j\omega_k} \left\{ \frac{u_{k,1}(u_{k,1} - Nu_{k,n+1})}{2\omega_k} \right\},$$

$$k = 2, \dots, n+1 \tag{16.2}$$

따라서 폐회로 극점이 라플라스 평면의 좌평면으로 이동하여 안정화될 조건은 식 (14)와 같다.

식 (14)는 연속계에서의 안정성 조건⁽¹³⁾에 대응되는 이산계에서의 조건에 해당한다.

주 1.

$\mu_{i,1} - N\mu_{i,n+1} = 0$ 을 만족하는 i -번째 모드는 제어에 의한 영향을 받지 않으므로 가제어성(controllability)을 만족하지 못한다. 식 (5)에서 $\mu_{i,1} - N\mu_{i,n+1} = 0$ 이므로 첫 번째 모드는 가제어성을 만족하지 못하며, 폐회로 극점은 제어기 전달함수에 관계없이 원점에서 변화가 없다.

주 2.

식 (14)를 만족하지 못하는 경우 폐회로의 극점은 이득이 증가하면서 불안정 영역으로 이동하며, 더 증가할 경우 전방경로전달함수의 극점과 영점의 위치에 따라 일부의 극점이 안정 영역으로 이동할 수는 있다.

식 (10)은 모든 형태의 제어를 포함하지만, 이 제어는 기어열 강성에 의한 진동의 감쇠를 목적으로 하므로 가장 일반적인 제어기로 비례제어와 미분제어를 들 수 있다.

아래의 주는 비례와 미분제어를 적용한 경우 각각에 대한 폐회로 안정성 분석이다.

주 3.1 강성제어(비례제어)

식 (10)의 제어가 식 (17)과 같이 모터와 기어비를

고려한 부하 회전각의 차이에 비례하는 강성제어인 경우를 고려한다.

$$T_m(s) = -K \{ \theta_1(s) - N\theta_L(s) \} \tag{17}$$

식 (16.2)에서 제어기 이득이 $K = \Delta k$ 일 때 폐회로 극점의 미소 변화는 식 (18)과 같다.

$$\frac{\Delta s_k}{\Delta k} = j \frac{1}{2\omega_k} u_{k,1} (u_{k,1} - Nu_{k,n+1}),$$

$$k = 2, \dots, n+1 \tag{18}$$

따라서 폐회로 극점은 허수축을 따라 이동을 시작하며, 다음 식을 만족할 경우 폐회로 극점은 제어기 이득의 증가에 따라 고유진동수가 증가하는 방향으로 이동한다.

$$u_{k,1}(u_{k,1} - Nu_{k,n+1}) > 0, k = 2, \dots, n+1 \tag{19}$$

부록 A의 근궤적 분석의 결과와 같이 식 (19)를 만족하면 개회로의 영점은 두 극점 사이에 존재하게 된다. 따라서 폐회로 극점은 제어이득의 증가에 따라 허수축을 따라 원점에서 멀어지는 방향으로 이동하여 두 극점 사이에 존재하는 영점으로 접근하게 된다.

만일 $\mu_{i,1} - N\mu_{i,n+1} = 0$ 인 i -번째 모드가 존재하면 이 모드는 제어 이득에 관계없으며, 폐회로 극점은 원래의 위치에서 변화가 없다.

만일 $\mu_{i,1}(\mu_{i,1} - N\mu_{i,n+1}) < 0$ 인 i -번째 모드가 존재하면, 이 모드는 고유진동수가 감소하게 된다. 따라서 고유진동수가 증가하는 모드와 감소하는 모드가 존재하면 두 폐회로 극점은 허수축에서 만나게 된다. 이 때의 제어이득을 k_{cr} 라 하면, $k_{cr} < k$ 의 이득 범위에서 극점은 라플라스 평면의 좌측과 우측으로 분리 이동하게 되어 폐회로가 불안정하게 된다.

정리하면 식 (17)의 제어를 적용했을 때 모든 고유벡터가 식 (19)를 만족하면 폐회로의 모든 극점은 고유진동수가 증가하는 방향으로 이동하며, 따라서 강성이 증가하게 된다. 반대로 식 (19)를 만족하지 못하는 모드가 존재할 경우에는 폐회로 안정성을 보장하지 못한다. 단, 첫 번째 모드의 극점은 원점에서 변화가 없다.

주 3.2 댐핑제어(미분제어)

식 (10)의 제어기가 식 (20)과 같이 모터와 기어비를 고려한 부하의 각속도 차이에 비례하는 댐핑제어인 경우를 고려한다.

$$T_m(s) = -Cs\{\theta_1(s) - N\theta_L(s)\} \tag{20}$$

식 (16)에서 제어기 이득이 $C = \Delta c$ 일 때 폐회로 극점의 미소 변화는 식 (21)과 같다.

$$\frac{\Delta s_k}{\Delta c} = -\frac{1}{2}u_{k,1}(u_{k,1} - N u_{k,n+1}),$$

$$k = 2, \dots, n+1 \tag{21}$$

이에 따라 점근안정성 조건은 식 (19)와 같다. 따라서 모든 모드(첫 번째 모드 제외)가 식 (19)를 만족하면 폐회로 극점은 허수축에서 라프라스 평면의 좌평면으로 이동하게 된다.

부록 A의 근궤적 분석의 결과와 같이 식 (19)를 만족하면 개회로의 영점은 두 극점 사이에 존재하므로, 제어이득이 커짐에 따라 근궤적은 허수축에서 출발하여 라프라스 좌평면으로 이동하고 이득이 무한대가 되면 허수축에 있는 개회로 영점에 접근하게 된다. 즉, 진동모드에 감쇠가 발생하게 된다.

앞에서와 같이 $\mu_{i,1} - N\mu_{i,n+1} = 0$ 인 i -번째 모드는 폐회로 제어이득과 관계없이 극점 위치 변화가 없으며, $\mu_{i,1}(\mu_{i,1} - N\mu_{i,n+1}) < 0$ 인 i -번째 모드는 제어이득의 증가에 따라 라프라스 평면의 우측으로 이동하게 되어 폐회로가 불안정해진다.

주 3.3 댐핑+강성제어

식 (10)의 제어기가 식 (22)와 같이 앞의 댐핑제어와 강성제어를 모두 포함하는 경우를 고려한다.

$$T_m(s) = -(Cs + K)\{\theta_1(s) - N\theta_L(s)\} \tag{22}$$

식 (19)를 만족하면 모든 모드의 댐핑과 강성을 증가시킬 수 있다.

식 (19)는 모터와 부하가 서로 반대 방향으로 회전하는 이상(out of phase) 모드인 경우는 자동으로 만족하며, 동일방향으로 회전하는 동상(in phase) 모드일 경우 조건 만족 여부가 중요하다.

앞의 분석에 근거하여 다음의 케이스 분석을 제시한다.

케이스 1. 1-단 기어

Fig. 2와 같은 1-단 기어 구동계를 고려한다. 이 구동계의 운동방정식은 식 (23)과 같다.

$$\begin{bmatrix} J_m & 0 \\ 0 & J_{Leq} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_L \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -N_1 k_1 \\ -N_1 k_1 & N_1^2 k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} T_m \tag{23}$$

여기서 $J_{Leq} = J_L + N_1^2 J_{1,2}$ 이다.

모드해석을 통한 고유치와 고유벡터는 식 (24)와 같다.

$$\lambda_1 = 0, \lambda_2 = \frac{(J_{Leq} + N_1^2 J_m)}{J_m J_{Leq}} k_1 \tag{24.1}$$

$$u_1 = \begin{Bmatrix} N_1 \\ 1 \end{Bmatrix}, u_2 = \begin{Bmatrix} -J_{Leq} \\ N_1 J_m \\ 1 \end{Bmatrix} \tag{24.2}$$

식 (19)를 $k = 1, k = 2$ 일 때 나누어 쓰면 식 (25)와 같다.

$$\begin{cases} u_{11}(u_{11} - N_1 u_{12}) = 0 \\ u_{21}(u_{21} - N_1 u_{22}) = \frac{J_{Leq}^2 + N_1^2 J_m J_{Leq}}{N_1^2 J_m^2} > 0 \end{cases} \tag{25}$$

따라서 이 구동계는 식 (22)의 제어를 적용하면 변화가 없는 첫 번째의 기하학적 모드($k = 1$)와 감쇠와 강성이 증가한 안정한 두 번째 모드가 존재하므로 안정화가 가능하다.

이는 앞의 논의에서와 같이 두 번째 진동 모드에서 모터와 부하가 서로 이상(out of phase) 진동이므로 당연히 만족하게 된다.

케이스 2. 2-단 기어

Fig. 3과 같은 2-단 기어 구동계를 고려한다. 이 구동계의 운동방정식은 식 (26)과 같다.

$$\begin{bmatrix} J \\ J \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_L \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K \\ K \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \\ \theta_L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} T_m \tag{26}$$

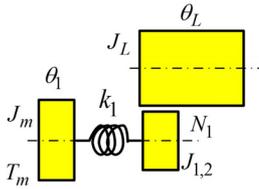


Fig. 2 Schematic of single stage gear driving system

식 (26)에서 $[J]$ 는 관성행렬, $[K]$ 는 강성행렬이며 다음과 같다.

$$[J] = \text{diag} [J_m \quad J_2 \quad J_{Leq}]$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -N_1 k_1 & 0 \\ -N_1 k_1 & k_2 + N_1^2 k_1 & -N_2 k_2 \\ 0 & -N_2 k_2 & N_2^2 k_2 \end{bmatrix} \quad (27)$$

$$J_2 = J_{2,1} + N_1^2 J_{1,2}$$

$$J_{Leq} = J_L + N_2^2 J_{2,2}$$

이 구동계에서 모드해석을 통해 고유값과 고유벡터를 해석적으로 구하는 것은 쉽지 않겠지만, 강성행렬의 특징에서 첫 번째 모드는 기하학적모드임을 알 수 있다. 즉 식 (28)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{cases} \lambda_1 = 0 \\ u_1 = \{N_1 N_2 \quad N_1 \quad 1\}^T \end{cases} \quad (28)$$

또한 기하학적모드를 제외한 진동 모드의 고유벡터를 $u^T = \{u_1 \quad u_2 \quad u_3\}$ 라 하면 그 관계는 다음과 같다.

$$\begin{cases} N_1 N_2 J_m u_1 + N_2 J_2 u_2 + J_{Leq} u_3 = 0 \\ (k_1 - J_m \lambda) u_1 - N_1 k_1 u_2 = 0 \end{cases} \quad (29)$$

식 (29)를 적용하여 다음 관계를 유도할 수 있다.

$$u_1 (u_1 - N u_3) = -\frac{N_1^2 k_1}{J_{Leq}} \left[N_2^2 J_m J_2 \lambda - \{J_{Leq} + N_2^2 (J_2 + N_1^2 J_m) k_1\} \right] \quad (30)$$

따라서 식 (19)와 식 (22)에서 강성과 댐핑제어를 적용하여 안정화시키기 위해서는 식 (30)이 양이 되어야 하며, 고유치가 다음 식 (31)을 만족해야 한다.

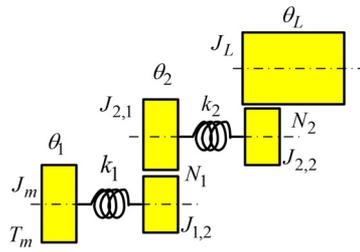


Fig. 3 Schematic of 2-stage gear driving system

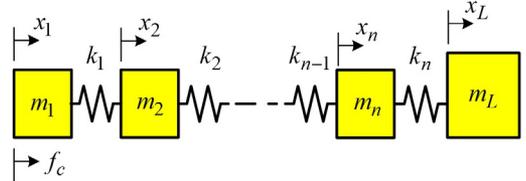


Fig. 4 Schematic of linear driving system

$$\lambda < \frac{J_{Leq} + N_2^2 (J_2 + N_1^2 J_m)}{N_2^2 J_m J_2} k_1 \equiv b \quad (31)$$

2-번째와 3-번째 고유치가 식 (31)을 만족하기 위한 조건은 부록 B의 유도를 통해 다음과 같다.

$$J_{Leq} k_1 > J_m N_2^2 k_2 \quad (32)$$

3-단 이상의 기어구동계에서는 식 (19)를 만족하는 구동계 파라미터의 해석적인 관계를 구하기가 쉽지 않다. 이 경우 수치해석적 모드해석을 통해 안정성 여부를 확인할 수 있다.

결론적으로 다단의 기어트레인을 이용한 기어구동계에서 기어트레인의 진동문제를 피하고 제어하는 방법으로 식 (10) 형태의 제어기 구조를 적용할 수 있다. 단, 이 때는 제어기와 구동계 동특성이 식 (14)의 안정화 조건을 만족해야 된다.

지금까지 분석은 회전 서보제어계를 대상으로 하였으나, 이 결과는 Fig. 4와 같은 직선 서보제어계에도 적용할 수 있다.

Fig. 4의 $(n+1)$ -차의 직선운동계의 운동방정식은 식 (33)과 같다.

$$[M] \ddot{x} + [K] x = \{B\} f_c \quad (33)$$

여기서 $[M]$ 은 질량행렬, $[K]$ 는 강성행렬이며 $[B]$ 는

입력벡터, \underline{x} 는 변수벡터로 식 (34)와 같다.

$$\begin{aligned}
 [J] &= \text{diag}[m_1 \quad m_2 \quad \dots \quad m_n \quad m_L] \\
 [K] &= \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & \dots & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ 0 & 0 & -k_{n-1} & k_{n-1}+k_n & -k_n \\ 0 & 0 & 0 & -k_n & k_n \end{bmatrix} \\
 [B]^T &= [1 \quad 0_n] \\
 \underline{x}^T &= [x_1 \quad x_2 \quad \dots \quad x_n \quad x_L]
 \end{aligned} \tag{34}$$

여기서 $\text{diag}[\dots]$ 는 대각행렬(diagonal matrix)이다.

식(34)의 운동방정식은 식(2), (3)의 운동방정식에서 기어비를 모두 $N_i = 1, k = 1, \dots, n$ 로 한 경우와 일치한다. 따라서 결과도 유사하다. 즉, 식(33)의 구동제어계에서 진동 안정화를 위해 식(35)의 제어입력을 적용할 경우다.

$$F_c(s) = -\mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \{x_1(s) - x_L(s)\} \tag{35}$$

이 식에서 사용한 기호의 정의는 식(10)과 동일하다.

정리 2. Fig. 4 또는 식(33), (34)의 운동방정식을 갖는 시스템에서 식(35)의 제어를 적용하면 기하학적 모드를 제외한 폐회로 응답은 다음 식(36)을 만족하면 제어이득 $\mu \in (0, \mu_{cr})$ 의 범위에서 점근안정성(asymptotic stability)을 만족한다.

$$\begin{aligned}
 \text{Re} \left[j \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \{u_{k,1}(u_{k,1} - u_{k,n+1})\} \right] < 0, \\
 k = 2, \dots, n+1
 \end{aligned} \tag{36}$$

여기서 $\text{Re}[*]$ 는 복소수 *의 실수부를 의미하며, μ_{cr} 은 $0 < \mu$ 가 증가함에 따른 폐회로의 근궤적 중 허수축과 처음 교차하는 근궤적이 발생할 때의 μ 값을 의미한다.

식(36)은 식(14)에서 $N = 1$ 을 대입한 결과에 해당된다. 따라서 정리 2의 증명은 증명 1의 방법을 따르면 용이하게 얻을 수 있다.

결론적으로 제어기가 댐핑제어와 강성제어를 모두 포함하는 경우, 즉 식(37)과 같다.

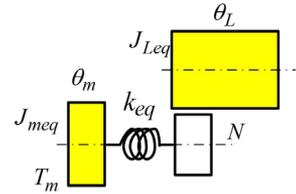


Fig. 5 Schematic of simplified gear driving system

$$F_c(s) = -(Cs + K)\{x_1(s) - x_L(s)\} \tag{37}$$

다음 식(38)을 만족하면 2번째 모드 이상의 모든 모드에서 댐핑과 강성을 증가시킬 수 있다.

$$u_{k,1}(u_{k,1} - u_{k,n+1}) > 0, k = 2, \dots, n+1 \tag{38}$$

아울러 3-자유도 구동계에서 식(38)을 만족하기 위한 조건은 식(39)와 같으며, 이 조건은 식(32)와 유사하다.

$$m_L k_1 > m_m k_2 \tag{39}$$

2.3 기어트레인 모델 단순화 및 구동제어

식(10)의 제어는 구동계의 무감쇠 모드에 댐핑을 부여하고 강성을 증가시킬 수 있는 제어이며, 부하의 위치나 속도를 제어하기 위한 서보제어는 추가적으로 설계해야 된다.

이를 위한 방법으로, 주어진 시스템이 식(14)의 조건을 만족하며 기어열 기어의 회전관성이 상대적으로 작은 Fig. 1의 구동계의 경우 Fig. 5와 같이 2-자유도 2-질량계로 단순화하고, 2-질량계를 기준으로 서보제어기를 설계할 수 있다. 이 설계 방법은 후속 논문에서 제안할 예정이다.

3. 시뮬레이션 및 결과

앞에서 제안한 제어 알고리즘의 타당성을 검증하기 위해 시뮬레이션을 실시하였으며, 직선운동계가 회전운동계에 비해 상대적으로 설명이 용이하여 Fig. 4의 직선운동계를 선정하였다.

우선 식(39)의 타당성 검증을 위해 간단한 3-자유도 구동계를 대상으로 시뮬레이션을 하였다.

시뮬레이션에 사용한 계의 파라미터는 Table 1 같이 조건식(39)를 만족하는 시스템 1과 만족하지 못하는 시스템 2를 고려한다.

Table 1 System parameters

System	Parameters	Note
1	$m_m = 2$ [kg], $m_2 = 1$ [kg], $m_L = 20$ [kg] $k_1 = 800$ [N/m], $k_2 = 400$ [N/m]	$m_L k_1 > m_m k_2$
2	$m_m = 10$ [kg], $m_2 = 10$ [kg], $m_L = 10$ [kg] $k_1 = 40$ [N/m], $k_2 = 100$ [N/m]	$m_L k_1 < m_m k_2$

시스템 1: 이 시스템은 식 (39)를 만족하므로, 조건식 (40)을 만족한다. 이 시스템의 고유치와 해당 고유벡터는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \lambda_1 = 0, u_1 &= [0.209 \quad 0.209 \quad 0.209]^T \\ \lambda_2 = 122.9, u_2 &= [-0.596 \quad -0.411 \quad 0.080]^T \\ \lambda_3 = 149.7, u_3 &= [-0.324 \quad 0.888 \quad -0.012]^T \end{aligned} \quad (40)$$

식 (40)에서 첫 번째 모드를 제외한 나머지 고유벡터는 식 (38)을 만족함을 확인할 수 있다.

이 시스템에 식 (37)의 제어를 적용한 경우를 분석한다. Fig. 6은 미분제어 이득은 $C=0$ 이고 비례제어 이득 K 가 영에서 무한대로 증가하는 경우 근궤적이다. 개회로와 폐회로 모든 극점과 영점은 허수축에 있다.

첫 번째 모드의 극점 두 개는 원점에서 이동하지 않으며, 두 번째 극점은 영점으로, 세 번째 극점은 무한대로 접근함을 알 수 있다. 즉, 이득 K 가 증가함에 따라 고유진동수가 증가하게 된다.

Fig. 7은 비례제어 이득은 $K=0$ 이고, 미분제어 이득 C 가 영에서 무한대로 증가하는 경우 근궤적이다. 이 경우도 Fig. 6과 같이 첫 번째 모드의 극점 두 개는 원점에서 이동하지 않으며, 두 번째 극점과 세 번째 극점은 좌평면으로 이동을 시작하여 이득이 무한대가 되면 원점에 있는 영점과 두 극점 사이에 존재하는 영점으로 접근함을 알 수 있다. 즉, 이득 C 가 증가함에 따라 댐핑이 발생하여 폐회로는 점근안정성을 만족함을 알 수 있다.

시스템 2: 이 시스템은 식 (39)를 만족하지 못하므로, 조건식 (38)을 만족하지 못한다. 이 시스템의 고유치와 해당 고유벡터는 식 (41)과 같다.

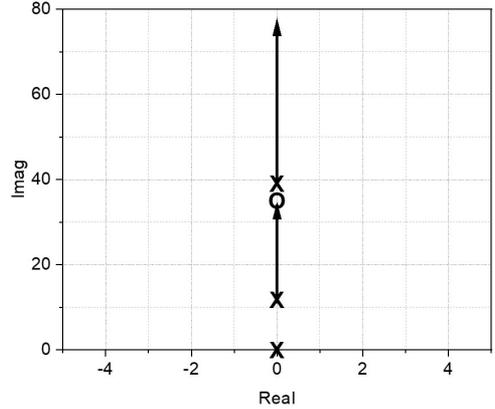


Fig. 6 Roots locus as increasing P-gain K (case 1)

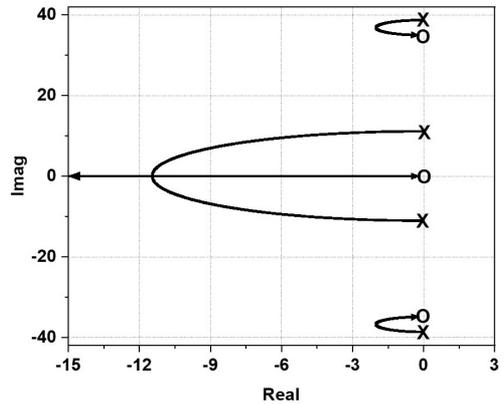


Fig. 7 Roots locus as increasing D-gain C (system 1)

$$\begin{aligned} \lambda_1 = 0, u_1 &= [0.183 \quad 0.183 \quad 0.183]^T \\ \lambda_2 = 5.28, u_2 &= [0.253 \quad -0.081 \quad -0.172]^T \\ \lambda_3 = 22.72, u_3 &= [0.052 \quad -0.245 \quad 0.193]^T \end{aligned} \quad (41)$$

식 (41)에서 세 번째 모드의 고유벡터는 식 (38)을 만족하지 못함을 확인할 수 있다.

시스템 1에서와 같이 식 (37)의 제어를 적용한 경우 비례제어와 미분제어를 적용한 근궤적은 Fig. 8, Fig. 9와 같다. Fig. 8에서 비례제어이득 K 의 증가에 따라 두 번째 극점은 증가하고 세 번째 극점은 감소하여 만나게 된다. 이 때의 이득이 K_{cr} 이며, 이득이 더 증가하면 하나는 좌평면, 나머지 하나는 우평면으로 이동하게 된다. 이 후 근궤적 거동 형태는 Fig. 8과 유사하다. 따라서 이득이 K_{cr} 보다 크면 폐회로는 불안정해진다.

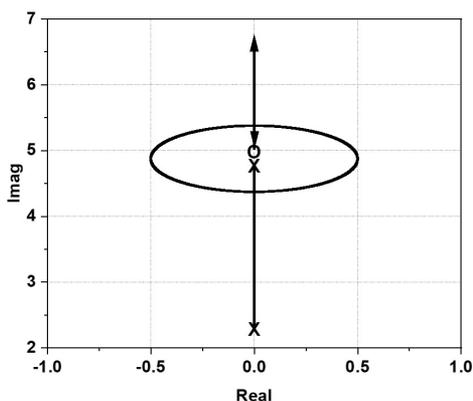


Fig. 8 Roots locus as increasing P-gain K (system 2)

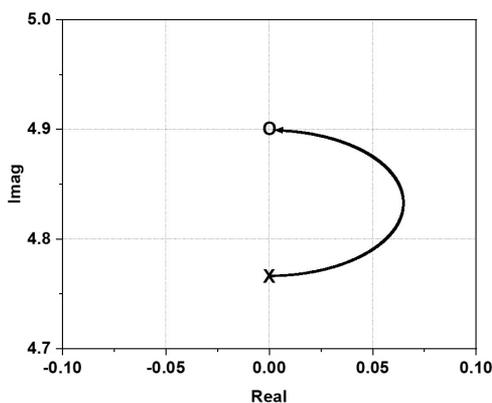


Fig. 9 Roots locus as increasing D-gain C (system 2)

Fig. 9는 미분제어 이득 C 의 증가에 따른 세 번째 극점의 근궤적을 보인다. 이득 C 의 증가에 따라 극점이 우평면으로 이동하므로 폐회로는 불안정해진다. Fig. 9에는 나타나지 않았지만 두 번째 모드의 극점의 근궤적은 Fig. 7과 유사한 형태를 보이며, 점근안정성을 만족함을 알 수 있다.

4. 결 론

구동원과 부하 사이에 동력전달 메커니즘을 사용하는 간접구동방식에서 동력전달 메커니즘의 강성이 폐회로의 대역폭에 비해 충분히 크지 않을 경우 폐회로의 안정성과 제어 성능 보장을 위해서는 이 강성을 고려한 제어기 설계가 필요하다.

이 논문에서는 다단의 기어열을 갖는 회전구동계에서 모터와 부하의 상대적 운동을 되먹임제어하는

경우의 폐회로 안정조건을 제시하였으며, 이 조건은 직선운동계에도 동일하게 적용할 수 있음을 보였다. 폐회로 안정조건을 타당성은 몇 가지 구동계를 대상으로 시뮬레이션을 통해 검증하였다.

References

- (1) Thosen, S., Hoffmann, N. and Fuchs, F. W., 2010, PI Control, PI-Based State Space Control, and Model-based Predictive Control for Drive Systems with Elastically Coupled Loads-A Comparative Study, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 58, No. 8, pp. 3647~3657.
- (2) Muszynski, R. and Deskur, J., 2009, Damping of Torsional Vibrations in High Dynamic Industrial Drives, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 57, No. 2, pp. 544~552.
- (3) Hori, Y., Sawada, H. and Chun, Y., 1999, Slow Resonance Ratio Control for Vibration Suppression and Disturbance Rejection in Torsional System, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 46, No. 1, pp. 162~168.
- (4) Bähr, A. and Beineke, S., 2007, Mechanical Resonance Damping in an Industrial Servo Drive, 2007 European Conference on Power Electronics and Applications, pp. 1~10.
- (5) Bolognani, S., Venturato, A. and Zigliotto, M., 2000, Theoretical and Experimental Comparison of Speed Controllers for Elastic Two-mass-systems, 2000 IEEE 31st Annual Power Electronics Specialists Conference, Vol. 3, pp. 1087~1092.
- (6) Debruin, Chen, T., Song, B., Tang, X., Jin, J. and Zhou, X., 2016, Resonance Suppression of Two-mass Drive Systems Considering Compensation of Anti-resonance Character, 12th IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications (MESA), pp. 1~6.
- (7) Szabat, K. and Kowalska, T. O., 2007, Vibration Suppression in a Two-Mass Drive System Using PI Speed Controller and Additional Feedbacks-comparative Study, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 54, No. 2, pp. 1193~1206.
- (8) Zhang, G. and Furusho, J., 2000, Speed Control of Two-inertia System by PI/PID control, IEEE Trans.

Ind. Electron., Vol. 47, No. 3, pp. 603~609.

(9) Sugiura, K. and Hori, Y., 1996, Vibration Suppression in 2- and 3-mass System Based on the Feedback of Imperfect Derivative of the Estimated Torsional Torque, IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol. 43, No. 1, pp. 56~64.

(10) Zhang, R., Chen, Z., Yang, Y. and Tong, C., 2007, Torsional Vibration Suppression Control in the Main Drive System of Rolling Mill by State Feedback Speed Controller Based on Extended State Observer, 2007 IEEE International Conference on Control and Automation, pp. 2172~2177.

(11) Kang, M. S., Yoon, W. H. and Lee, J. B., 2011, LOS(line-of-sight) Stabilization Control of OTM(on-the-move) Antenna Driven by Geared Flexible Transmission Mechanism, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 10, pp. 951~959.

(12) Zhang, G. and Furusho, J., 2000, Speed Control of Two-Inertia System by PI/PID Control, IEEE Transactions on industrial electronics, Vol. 47, No. 3, pp. 603~609.

(13) Yang, B. and Mote, C. D., 1992, On Time Delay in Noncolocated Control of Flexible Mechanical System, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 114, No. 3, pp. 409~415.

부 록

부록 A. 근궤적 분석

식 (12)에서 폐회로의 특성방정식은 다음과 같다.

$$P(s) = 1 + \mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \sum_{i=1}^{n+1} \frac{u_{i,1}(u_{i,1} - Nu_{i,n+1})}{s^2 + \lambda_i} = 0 \quad (a.1)$$

(i) 비례제어($\mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} = K$)일 경우 주파수함수는 다음과 같다.

$$P(\omega) = 1 + KG(j\omega) = 0$$

$$G(j\omega) = \sum_{i=1}^{n+1} \frac{u_{i,1}(u_{i,1} - Nu_{i,n+1})}{-\omega^2 + \lambda_i}, \quad k=2, \dots, n+1 \quad (a.2)$$

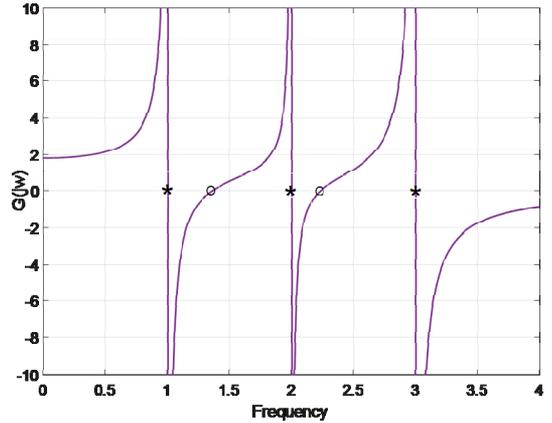


Fig. A1 Frequency function of $G(j\omega)$ (3-dof case)

식 (a.2)의 개회로 주파수함수 $G(j\omega)$ 는 실수이며, 분자가 다음 식 (a.3)을 만족하면,

$$u_{k,1}(u_{k,1} - Nu_{k,n+1}) > 0, \quad k=2, \dots, n+1 \quad (a.3)$$

주파수함수는 Fig. A1과 같이 ‘*’로 표시된 개회로 극점은 모두 허수축에 존재하고, ‘o’로 표시된 영점은 인근 두 극점 사이에 존재하고, 마지막 하나는 무한대에 있다.

(ii) 감쇠제어($\mu \frac{N_c(s)}{D_c(s)} = Cs$)일 경우 주파수함수는 식 (a.4)와 같다.

$$P(\omega) = 1 + CG(j\omega) = 0$$

$$G(j\omega) = \sum_{i=1}^{n+1} j\omega \left[\frac{u_{i,1}(u_{i,1} - Nu_{i,n+1})}{-\omega^2 + \lambda_i} \right] \quad (a.4)$$

식 (a.4)의 개회로 주파수함수 $G(j\omega)$ 는 허수이며, 분자가 식 (a.5)를 만족하면,

$$u_{k,1}(u_{k,1} - Nu_{k,n+1}) > 0, \quad k=2, \dots, n+1 \quad (a.5)$$

주파수함수 (a.4)에서 영점은 원점과 인근의 두 극점 사이에 존재한다.

부록 B. 식 (33)의 유도

식 (26)의 모드 해석에서 첫 번째 고유치를 제외한 나머지 고유치는 식 (a.6)을 만족한다.

$$P(\lambda) = \lambda^2 - \left\{ \frac{k_1}{J_m} + \frac{(k_2 + N_1^2 k_1)}{J_2} + \frac{N_2^2 k_2}{J_{Leq}} \right\} \lambda + \frac{k_1 k_2}{J_m J_2 J_{Leq}} (J_{Leq} + N_2^2 J_2 + N_2^2 N_1^2 J_m) = 0 \quad (\text{a.6})$$

고유치가 식 (31)의 조건을 충족시키기 위해서는 식 (a.6)의 2-차 방정식의 특징에서 $P(b) > 0$ 을 만족하면 되며, 따라서 $P(b)$ 를 구하고 정리하여 식 (32)를 얻게 된다.



Min Sig Kang received a B.S. degree from the Department of Mechanical Engineering of Seoul National University in 1980. He then went on to receive M.S. and Ph.D. degrees from KAIST in 1983 and 1987, respectively. He worked for the Agency for Defence Development during 1987-1998. Dr. Kang is currently a professor of the Department of Mechanical Engineering at Gachon University in Sungnam, Korea. His research interests include dynamic systems measurement and control, industrial robotics, and gyro-stabilized platforms.

Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정할 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 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(he) should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he(he) 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?

Statement of Copyright Transfer | 저작권양도동의서

Title | 논문의 제목 : _____

Author(s) | 저자(들) : _____

I(We) hereby certify that I(We) agreed to submit the manuscript entitled as above to the Korean Society for Noise and Vibration Engineering with the following statements. 저자들은 별첨의 “저작권 양도 동의의 내용 및 조건”에 기술되어 있는 설명을 읽고 본인들의 논문이 한국소음진동공학회논문집에 게재됨과 동시에 위 논문에 대한 저작권을 사단법인 한국소음진동공학회로 양도함을 동의합니다.

Author’s signature | 대표저자의 서명 :
(the owner of copyright)

Author(name) | 성명 :

Position | 직위 :

Affiliation | 소속 :

Date | 서명한 날짜 :

사단법인 한국소음진동공학회 편집위원장 귀하

Editor-in-chief of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

* Please send this form to by fax at +82-2-3474-8004 or a scanned copy of the signed original by e-mail at editor@ksnve.or.kr

Authors are hereby granted the right to/저작권 양도 동의의 내용 및 조건

1. The submitting/corresponding author warrants that

- (1) This contribution is original, that he/she has full power to make this grant, that he/she has not granted or assigned any rights in the article to any other person or entity, that the article is copyrightable, and that it does not infringe upon any copyright, trade mark, patent or statutory right.
- (2) Authors may reproduce the manuscript for course teaching or private purpose like author’s career, research reports or unprofitable advertisement.
- (3) To post a copy of the manuscript as accepted for publication after peer review on the author’s own web site, or the author’s institutional repository, or the author’s funding body’s archive which is cited on manuscript.
- (4) To use a copy of the manuscript for materials of the presentation of research, workshop, author’s lecture or book writing.

2. The condition for the author’s right

- (1) Using a copy of the manuscript for permitted purpose, it must be cited that copyright belongs to The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.
- (2) To commercialize the manuscript, the author can’t transfer copyright to a profit-making organization. Only, it is acceptable in case of 1(1).

3. The authors warrant and certify that

- (1) The author who has signed this agreement has full right, power and authority to enter into this agreement on behalf of all of the authors and the organizations they belong to.
- (2) Despite this agreement, if the government of the Republic of Korea and the author’s funding body want to exercise copyright of the manuscript, there is no restriction.
- (3) Signing up this agreement, the author promises that the manuscript wasn’t published in other forms except the presentation form at symposium and doesn’t include any illegal content which violates copyrights of any authors.
- (4) Although all or part of the manuscript is used for commercial purpose before the publication on KSNVE journal, all or part of the published contents can’t be revised after the publication for commercial use.
- (5) Signing up this agreement means that the author reads, fully understands and agrees on all contents of statement.

1. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리

- (1) 논문의 내용으로 기술된 특허, 등록상표, 독창적인 신기술, 연구 기법 및 응용에 관한 권리 및 기타 법으로 보장된 권리.
- (2) 저자가 저자의 논문을 교육을 위한 교재로 사용하거나 저자의 취직, 진급, 연구계획서 및 연구보고서의 작성, 연구 결과의 비수익성 광고 등 개인적인 목적으로 사용하기 위한 복사, 복제 및 인쇄를 할 권리.
- (3) 저자가 소속된 기관 및 단체, 연구비를 지원하고 그 사실이 논문에 표시된 단체, 저자의 개인 WEB SITE에 논문의 전문 혹은 일부를 게재하고 배포할 권리.
- (4) 저자가 교과서 등 서적과 종설의 기술, 저자에 의한 강의, 연구발표 및 워크샵 등을 위한 교재 제작을 위하여 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 권리.

2. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리를 행사하기 위한 조건

- (1) 위에 허락된 목적으로 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 경우에는 반드시 저작권이 사단법인 한국소음진동공학회에 속함을 표시하여야 한다.
- (2) 논문을 상품화하기 위하여 논문에 대한 권리를 영리단체에 양도할 수 없다. 단, 1(1)의 권리를 행사하는 경우에는 그렇지 아니하다.

3. 저작권의 소유 및 서명에 대한 기타 조건

- (1) 저자 중 1인(논문에 대한 책임을 질 수 있는 저자)이 모든 저자와 이들 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 한다.
- (2) 본 저작권 양도 동의에도 불구하고 대한민국 정부 또는 연구비를 지원한 기관 및 단체가 본 논문에 대한 저작권을 행사하고자 하는 경우에는 그 행사를 제한하지 아니한다.
- (3) 본 저작권 양도 동의서에 서명함으로써 저자는 본 논문이 학술대회에서의 발표를 제외한 다른 형태로 투고 또는 발간되지 않았으며, 타인의 저작권을 침해하는 불법적인 내용을 포함하지 않았음을 서약한다.
- (4) 논문의 전부 혹은 일부가 학회 논문집에 게재되기 전에 어떠한 형태로든 상업적인 목적으로 제작되거나 유포된 경우라도 게재 이후에는 상업적인 목적을 위하여 발간된 내용의 전부 혹은 일부를 포함하는 새로운 내용으로 변경하여 제작하거나 유포할 수 없다.
- (5) 본 저작권 양도 동의서에 서명하는 것은 저자가 본 저작권 양도 동의서에 기재된 모든 내용을 읽고, 그 내용을 이해하였으며, 그 내용에 동의하는 것을 의미한다.

- (1) (Purpose) This provision is subject to the code of ethics of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE), which publishes and presents academic activities such as research ethics and the establishment of relationships in KSNVE. The purpose of this document is to set forth the terms of the research ethics committee for operational sanctions.

(목적) 본 규정은 한국소음진동공학회(이하 “학회”라 한다)의 윤리현장에 따라 학회에서의 출판과 발표 등 학술활동과 관계되는 연구윤리의 확립, 연구발표 부정행위의 예방과 검증, 제재를 위한 연구윤리위원회(이하 “위원회”라 한다) 구성과 운영에 관한 사항을 규정함을 목적으로 한다.

- (2) (Application Area of Code Ethics) ① The code applies to the overall academic activities including all academic journals, academic conference, symposiums, workshop, forums, etc. published and held by the Society. ② The code applies to all authors, reviewers, Editorial Board Members(hereinafter referred to as “EBM”), and hands-on-workers in the service bureau related with the above academic activities. ③ Other items not set forth above may comply with this article, each level of regulations of Ministry of Education and other related institutions.

(윤리규정 적용 범위) ① 본 규정은 학회가 발간하는 모든 학술지 및 학술대회, 심포지엄, 워크샵, 포럼 등 학술활동 전반에 적용한다. ② 본 규정은 위 학술활동과 관련된 저자, 심사위원, 편집위원, 사무국 실무자에게 모두 적용한다. ③ 기타 위에 정하여 지지 않은 범위는 교육부 등 관계기관의 규정을 준용할 수 있다.

- (3) (Honesty of Author) ① The author shall be honest in research carried out by an individual. Here, honesty refers to honesty in overall research processes including derivation of ideas, designing experiments, analyses of experiments and results, research fund, publishing research results, and fair compensation to research participants. ② The author shall consider plagiarism, fraud, manipulation and falsification during research as serious criminal activities, and endeavor to prevent these misconducts. ③ The author shall announce and properly respond in case of contradiction or the possibility of contradiction of benefits of one’s own and others or other institutions.

(저자의 정직성) ① 저자는 각자가 수행하는 연구에 있어서 정직하여야 한다. 여기서 정직은 아이디어의 도출, 실험에 대한 설계, 실험과 결과의 분석, 연구비 지원, 연구결과의 출판, 연구 참여자들에 대한 공정한 보상 등 연구과정의 전반에 관한 정직을 말한다. ② 저자는 연구에 있어서의 표절, 사기, 조작, 위조 및 변조 등을 심각한 범죄행위로 간주하고, 이러한 부정이 발생하지 않도록 최선을 다하여야 한다. ③ 저자는 자신의 이익과 타인 또는 타 기관의 이익이 상충하거나, 상충할 가능성이 있는 경우 이를 공표하고 적절히 대응하여야 한다.

- (4) (Authorship) It is recommended for every author including the first and corresponding author that authorship be based on the following 4 criteria : 1. Substantial contributions to the conception or design of the work; or the acquisition, analysis, or interpretation of data for the work; AND 2. Drafting the work or revising it critically for important intellectual content; AND 3. Final approval of the version to be published; AND 4. Agreement to be accountable for all aspects of the work in ensuring that questions related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

(저자의 자격) 논문의 저자가 되기 위해서는 아래 4개의 기준을 모두 충족하여야 한다. 이 기준은 제1저자, 교신저자를 포함한 모든 저자를 대상으로 한다. 1. 연구 논문의 구상, 설계, 데이터의 획득과 분석, 해석에 실제로 기여한 자, 2. 논문의 초안을 작성하거나 논문의 주요 내용을 학술적으로 개선한 자, 3. 최종 원고의 출판에 동의한 자, 4. 논문 내용의 정확성과 진실성에 대한 의문이 있을 경우 대응 책임에 동의한 자

- (5) (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.
- (6) (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
- (7) (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.
- (8) (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.
- (9) (Informing and Notifying Research Misconduct) ① The contents of research misconduct are limited to the publications "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng." ② The report of research misconduct must be submitted in writing accompanied by the relevant data in accordance with the five W's and one H. ③ The committee then received a report that information within three months of deliberations to finalize the report

to the board of directors. ④ The final content as determined by the board of directors shall notify the informant and the malfeasant within 10 days and posted on the KSNVE homepage. ⑤ The end result regarding the misconduct should not be released to the public before finalized.

(연구 부정행위의 제보 및 통보) ① 연구 부정행위의 내용은 한국소음진동공학회논문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (10) (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.

- (11) (Protection of Rights of Examinee) ① The examinee refers to a person who has become the subject of investigation for misconduct due to the report or cognition by the Society or related institution, or a person who has become the subject of investigation by suspecting of taking part in misconduct during the investigation process. The examinee shall not include testifiers or witness. ② The Society shall be careful not to violate the dignity or rights of an examinee during the verification process. Also, until the confirmation of the results, the examinee shall have an equal opportunity for objection or defense, and shall be notified in advance of the related procedure. ③ The suspicion on misconduct shall not be disclosed to the public until the judgment has been confirmed. However, this does not include cases where serious risk may be present to public welfare or social norms. ④ The examinee may request for investigation and proceeding procedure as well the processing schedule for misconduct to the Society, and said the Society shall respond sincerely.

(피조사자 권리 보호) ① 피조사자는 제보 또는 학회 및 관련기관의 인지에 의하여 부정행위의 조사 대상이 된 자 또는 조사 수행 과정에서 부정행위에 가담 한 것으로 추정되어 조사의 대상이 된 자를 말하며, 조사과정에서의 참고인이나 증인은 이에 포함되지 아니한다. ② 학회는 검증과정에서 피조사자의 명예나 권리가 부당하게 침해되지 않도록 주의하여야 한다. 또한 결과가 확정되기 이전까지는 이의 제기 및 변론의 기회가 동등하게 주어져야 하며, 관련절차를 사전에 알려주어야 한다. ③ 부정행위에 대한 의혹은 판정결과가 확정되기 전까지 외부에 공개되어서는 아니 된다. 다만, 공공의 복리 등 사회 통념에 중대한 위협사항이 발생할 경우는 해당되지 아니한다. ④ 피조사자는 부정행위 조사·처리절차 및 처리일정 등에 대해 학회에 알려줄 것을 요구할 수 있으며, 학회는 이에 성실히 응하여야 한다.

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

Authorship | 저자의 자격

It is recommended for every author including the first and corresponding author that authorship be based on the following 4 criteria : 1. Substantial contributions to the conception or design of the work; or the acquisition, analysis, or interpretation of data for the work; AND 2. Drafting the work or revising it critically for important intellectual content; AND 3. Final approval of the version to be published; AND 4. Agreement to be accountable for all aspects of the work in ensuring that questions related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved. | 논문의 저자가 되기 위해서는 아래 4개의 기준을 모두 충족하여야 한다. 이 기준은 제1저자, 교신저자를 포함한 모든 저자를 대상으로 한다. 1. 연구 논문의 구상, 설계, 데이터의 획득과 분석, 해석에 실제로 기여한 자, 2. 논문의 초안을 작성하거나 논문의 주요 내용을 학술적으로 개선한 자, 3. 최종 원고의 출판에 동의한 자, 4. 논문 내용의 정확성과 진실성에 대한 의문이 있을 경우 대응 책임에 동의한 자

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. 한국소음진동공학회논문집에 게재된 논문은 이후 타 잡지에 투고 또는 발표를 금한다.

Plagiarism | 표절

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

Policy on Commercialism | 부당 이득

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

Review | 심사

Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer's conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct. | 논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에 따라 공정하게 심사하여야 한다. 기타 연구 부정행위에 관련된 모든 사항은 윤리위원회가 심의 및 결정한다.

Peer Review | 전문가심사 과정

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

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

Content and Publication Type | 출판유형

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

Fee for Page Charge | 게재회비

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



사단 한국소음진동공학회
법인 The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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