

한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Editorial Board

Editor-in-Chief

Prof. **Don-Chool Lee**

Division of Marine Engineering, Mokpo National Maritime University

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

Editors

Prof.

Gi-Woo Kim

Department of Mechanical Engineering, Inha Univ.

gwkim@inha.ac.kr
Tel : +82-2-860-7313

Prof.

Hyung Jo Jung

Department of Civil and Environmental Engineering, KAIST

hjung@kaist.ac.kr
Tel : +82-42-350-3626

Prof.

Jae Hung Han

Department of Aerospace Engineering, KAIST

jaehunghan@kaist.ac.kr
Tel : +82-42-350-3720

Prof.

Jong Kwan Ryu

Department of Architecture, Chonnam Univ.

jkryu@jnu.ac.kr
Tel : +82-62-530-1631

Field Leaders

Prof.

Chan Jung Kim

(Pukyong National Univ.)

Prof.

Jae Eun Kim

(Catholic Univ. of Daegu)

Prof.

Cheol Ung Cheong

(Pusan National Univ.)

Prof.

Jung Woo Sohn

(Kumoh National Institute of Technology)

Dr.

Deuk Sung Kim

(NVT)

Dr.

Young Cheol Huh

(KIMM)

Dr.

Hong Seok Yang

(LHI)

Dr.

Young Soo Seo

(ADD)

Board Members

Byung Chang Jung

(KIMM)

Byung Kwon Lee

(KEI)

Chang Yull Lee

(Chosun Univ.)

Do Young Ko

(KHNP)

Eun Rim Baek

(Seismic Simulation Test Center)

Han Shin Seol

(KRISO)

Hang Kim

(KOMERI)

Hyeong ill Lee

(Kyungpook National Univ.)

Hyo In Ko

(KRRI)

Hyu Sang Kwon

(KRISS)

Hyun Ung Oh

(Chosun Univ.)

Hyun Woo Park

(Dong-A Univ.)

Hyun Wook Lee

(KRRI)

In Hyung Yang

(LG Electronics)

In Soo Son

(Dong-eui Univ.)

Jae Sung Bae

(Korea Aerospace Univ.)

Jae Won Lee

(NIER)

Jae Young Kang

(Kongju Univ.)

Jeong Ho Jeong

(FILK)

Ji Woo Yoo

(Hyundai Motor Group)

Jih Yun Lee

(KIMM)

Jin Gyun Kim

(Kyung Hee Univ.)

Jin Woo Lee

(Ajou Univ.)

Jin You

(Samsung Electronics)

Jong Hak Lee

(LIG NEX1)

Jong Jae Lee

(Sejong Univ.)

Jong Seok Oh

(Kongju National Univ.)

Joon Hee Ko

(NECRC)

Jung Bin Im

(Daewooenc)

Jung Soo Ryue

(Ulsan Univ.)

Kuk Su Kim

(DSME)

Kwan Woo Hong

(Samsung Electronics)

Kyoung Woo Kim

(KICT)

Kyung Taek Lee

(KNUE)

Lae Hyong Kang

(Chonbuk National Univ.)

Nam Cheol Kang

(Kyungpook National Univ.)

Pyoung Jik Lee

(Liverpool Univ.)

Sang Jin Oh

(Jeonnam Provincial College)

Se Jin Ahn

(Uiduk Univ.)

Seon Jun Jang

(Hoseo Univ.)

Seung Chul Lee

(POSTECH)

Seon Jun Jang

(Hoseo Univ.)

Seung Yup Yoo

(LG Electronics)

Soo Hong Jeon

(DTaQ)

Sung Chan Lee

(Yongsan Univ.)

Won Hyun Kim

(Hyundai Heavy Industries)

Won Ju Jeon

(KAIST)

Yong Hee Kim

(KCL)

Young Hwa Park

(KAIST)

Yun Ho Seo

(KIMM)

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

한국소음진동공학회논문집

2018년 10월

제 28 권 제 5 호 통권 244호

목 차

Z-드라이브 프로펠러용 탄성커플링의 설계와 동특성	이돈출 · 이가향 · 병광다오 ... 511
Wiener Filter를 이용한 보 구조물 위 장비의 능동 진동 절연 성능 해석	오한음 · 홍진숙 · 정의봉 ... 518
낙하 시험을 통한 완충 소재의 물성치 획득과 유한요소 충격 해석 모델의 검증	길근석 · 이성배 · 전종근 · 조기한 · 조영환 ... 526
환경소음에 의한 피해의 경제적 가치 추정: 군사격장 주변 토지 가격 분석	이민주 · 박인권 · 장서일 · 이재관 ... 534
혼합 경계를 가진 임의 형상 음향 공동의 고정밀도 고유치 추출 기법 개발	강 상 욱 ... 542
스펙트럴 요소법을 이용한 연료전지 파워팩의 진동 거동 분석	고형철 · 안상근 · 이동환 · 박준홍 ... 548
난류 경계층 가진에 의한 소나돔 음향장 구조물의 음향 방사 파워	한승진 · 정병규 · 정우진 ... 554
빌트인 냉장고의 기계실 소음저감에 관한 연구	윤준호 · 김원진 ... 561
전달행렬법을 이용하여 지반진동을 받는 진단구조물의 응답해석	조찬우 · 이준성 · 이정윤 ... 567
전달행렬법을 이용한 레버형 반공진 진동 절연기 특성 연구	윤종환 · 이형일 ... 574
반공진을 이용한 대역 차단형 비틀림 진동 절연기의 토크 전달률 해석 및 측정	마이 반 응욱 · 윤종환 · 김기우 ... 582
기전연성효과를 고려한 차량용 전기모터의 진동해석	김승욱 · 유상모 · 정의봉 · 홍진숙 ... 589
대형레이다 수송 동특성 외란 규격 정립 및 내구성 분석	신동준 · 이상정 · 이종학 · 강광희 · 진형석 · 김관성 ... 600
웹스트림 분석을 이용한 생산라인에서의 에어컨 블로워 소음불량 검출	이동현 · 오현수 · 홍진숙 · 정의봉 · 안세진 ... 608
탄소섬유적층 각도에 따른 CFRP 평판의 실내소음 특성	방성일 · 김연수 · 백지선 · 이상권 ... 617

C·O·N·T·E·N·T·S

- Flexible Coupling Design and Dynamic Characteristics
on the Z-drive Propeller Lee, D. C., Lee, G. H. and Voung, Q. D. ... 511
- Performance of Active Vibration Isolation for Equipments on Flexible Beam Structures
Using Wiener Filters Oh, H.-E., Hong, C. S. and Jeong, W.-B. ... 518
- Acquisition the Property of Cushioning Material with the Drop Test and Verification with
Finite Element Shock Analysis ... Gil, G.-S., Lee, S.-B., Jeon, J.-G., Cho, K.-H. and Jo, Y.-H. ... 526
- Evaluating the Economic Value of Damages from Environment Noise: Analysis of Land Prices
Around a Military Live-fire Complex Lee, M. J., Park, I. K., Chang, S. I. and Lee, J. K. ... 534
- Extraction of Highly Accurate Eigenvalues of Arbitrarily Shaped
Acoustic Cavities with a Mixed Boundary Kang, S. W. ... 542
- Investigation of Vibration Characteristics for Fuel Cell System
Using Spectral Element Method Kho, H. C., Ahn, S. K., Lee, D. H. and Park, J. H. ... 548
- Radiated Sound Power from a Acoustic Window of Sonar Dome Due to the Turbulent
Boundary Layer Pressure Fluctuations Han, S. J., Jung, B.-K. and Jung, W.-J. ... 554
- Method to Reduce the Noise of the Machine Room
of a Built-in Refrigerator Yun, J. H. and Kim, W. J. ... 561
- Response Analysis of Shear Structure Subjected to Ground Vibration
Using the Transfer Matrix Method Jo, C. U., Lee, J.-S. and Lee, J. Y. ... 567
- Study on Performances of the Lever Type Anti-resonance Vibration Isolator
Using Transfer Matrix Method Yun, J.-H. and Lee, H. I. ... 574
- Torque Transmissibility Analysis and Measurement of Band-stop Type Torsional Vibration Isolators
Using Anti-resonance Ngoc, M. V., Yun, J.-H. and Kim, G.-W. ... 582
- Analysis of Vibration of Electric Motors with the Consideration of One-way
Electro-mechanical Coupling Kim, S.-U., Ryu, S.-M., Jeong, W.-B. and Hong, C. S. ... 589
- Environmental Specification Establishment of Transport Dynamic Property for Large Radar and
Durability Analysis .. Shin, D.-J., Lee, S.-J., Lee, J.-H., Kang, K.-H., Jin H.-S. and Kim, K.-S. ... 600
- Detection of Air-conditioner Blower Noise Defect in the Assembly Line
Using Cepstrum Lee, D. H., Oh, H. S., Hong, C. S., Jeong, W.-B. and Ahn S.-J. ... 608
- Interior Noise Characteristics Inside of Enclosure of CFRP Composite Plates Made of Different Carbon
Fiber Lamination Angles Bang, S. I., Kim, Y. S., Back J. S. and Lee S.-K. ... 617

Z-드라이브 프로펠러용 탄성커플링의 설계와 동특성

Flexible Coupling Design and Dynamic Characteristics on the Z-drive Propeller

이 돈 출[†] · 이 가 향^{*} · 병광다오^{*}

Donchool Lee,[†] Gahyang Lee^{*} and QuangDao Vuong^{*}

(Received March 15, 2018 ; Revised August 1, 2018 ; Accepted August 1, 2018)

Key Words : Flexible Coupling(탄성커플링), Self-excited Torsional Vibration(자려 비틀림진동)

ABSTRACT

Propulsion shafting system applying diesel engine with reduction gear as prime mover generally installs an elastic coupling between the engine and the intermediate shaft. This coupling normally isolates the vibratory torque excited by diesel engine or the excess transient torque and moment occurring due to external impact. Hence elastic coupling allows the diesel engine and reduction gear to operate safely. In this paper, repeated breakdown of the elastic coupling occurred on a skimmer vessel propulsion shafting due to unknown vibration during sea trial. The authors investigated the probabilities and causes of the elastic coupling failure thru global vibration measurement and past incident analysis.

1. 서 론

방제선과 터그보트와 같은 해상 작업과 지원 목적으로 사용되는 소형 선박은 운항 시 방향 전환을 쉽게 하고 작업 시 큰 추력을 발생시키기 위하여 2기 2축의 Z-드라이브 프로펠러를 추진기관으로 이용하고 있다. 이러한 선박은 주 기관과 Z-드라이브 프로펠러 사이가 상당히 떨어져 있고 높이가 다른 경사면에 배치되므로 긴 중간축과 카단축을 이용하여 동력을 전달하도록 설계되어 있다. 그리고 주 기관인 디젤엔진에서 발생하는 비틀림진동 토크와 클러치 탈, 부착 시 과도한 토크변동을 줄이기 위하여 주 기관과 중간축 사이에 고성능의 탄성커플링을 적용한다. 이 연구에서는 초기 설계 제작된 탄성커플

링이 시운전 중 자려 비틀림진동으로 인하여 계속되는 절손사고로 인하여 두 차례에 걸친 설계변경을 통해서 개선하였으며 이때 탄성커플링과 추진시스템의 동적인 특성을 확인하였으며 추진시스템의 사고 방지를 위한 설계에 활용하고자 한다.

2. 축의 배치 및 비틀림진동의 이론 해석

150톤급 방제선에 적용된 축의 배치는 Fig. 1과 같으며 디젤엔진의 동력을 Z-프로펠러까지 전달하기 위해 긴 축으로 연결되어 있고 감속기는 덕트형 프로펠러 상부에 위치하고 있다. 여기서 프로펠러는 360° 회전이 가능하여 선박의 방향전환이나 필요한 방향으로 추력을 발생할 수 있다. 그리고 주 기관인 디젤엔진 바로 후미는 Fig. 2와 같이 고무형 탄성

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

^{*} Member, Mokpo Maritime University

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

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

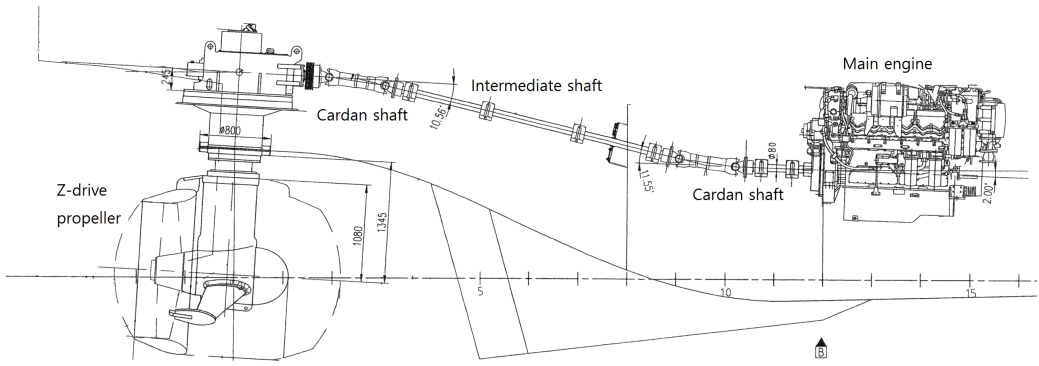


Fig. 1 Propulsion shaft arrangement for oil skimmer vessel

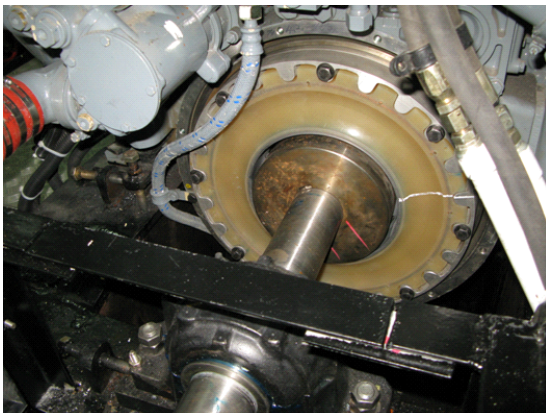


Fig. 2 The flexible coupling A installed between engine and intermediate shaft

커플링 A가 설치되어 있으며 특징으로는 공간을 줄이기 위해 외륜은 플라워 휠에 내륜은 중간축에 직접 연결되어 있다. 3축(x, y, z: 전후, 좌우, 상하) 변형 허용한도가 크지 않은 구조다. 또한 이 커플링은 감속기어에 전달되는 진동토크와 각가속도를 줄여 기어의 햄머링(hammering)과 채터링(chattering)을 줄일 목적으로 필수적으로 설치해야 할 동력전달 부품이다. Table 1은 추진축계를 구성하는 부품들의 요목을 보인다.

탄성커플링 제작사에서 제공한 자료를⁽²⁾ 참조하여 추진축계를 27개의 집중 질량계로 모델링하고 탄성 커플링의 강성을 100% 엔진부하로 가정하여 비틀림진동 해석을 자체 S/W를 이용 수행하였다. 여기서 문제가 되었던 1절 고유진동수는 631 cycles/min 이고, 탄성커플링의 진동특성을 확인하기 위하여 한 실린더 연소 실패 시 진동토크와 각속도 변동을

Table 1 Specification of propulsion system with D2842 LE405 diesel engine

Damper	Type	Viscous
	Dia×Width	330 mm × 51 mm
	Effective inertia	0.2372 kg·m ²
	Ring inertia	0.2344 kg·m ²
Flexible coupling	Weight	22 kg
	Type	VULASTIK L2611S
	Torsional stiffness (0~100% load)	6.9 ~ 19.5 kN·m/rad.
	Permissible max. & vibratory torque	3.95 and 1.0 kN·m
	Constant kappa	0.18
Engine	Nominal torque	3015 N·m
	Type	D2842 LE405
	Cyl.bore × stroke	128 mm × 142 mm
	Power at MCR	662 kW × 2100 r/min
	Pmi at full load	20.4 bar
	Nominal torque	3010 N·m
	Reciprocating mass	4.66 kg/cyl
	Firing order	1-12-5-8-3-10-6-7-2-11-4-9
	Dia. of crank shaft	90 mm
	Conn. ratio(r/l)	0.277
	Minimum speed	600 r/min
Intermediate shaft	Weight	1.79 ton
	Diameter	80 mm
Propeller	Length	About 11 m
	Type	Azimuth thruster
	Reduction ratio	4.7143 : 1
	Dia	1850 mm
	No. of blade	4 ea
M.O.I	52.0 kg·m ² (in air)	

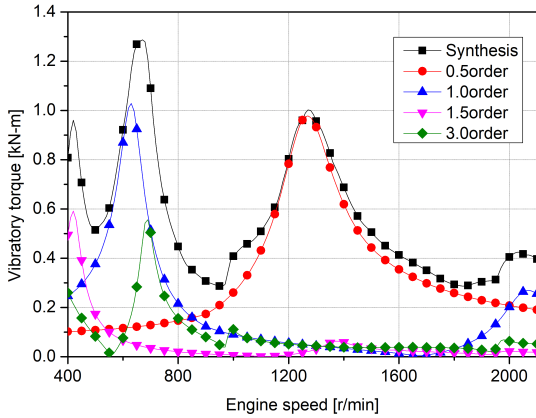


Fig. 3 Vibratory torque of flexible coupling at one cylinder misfiring condition

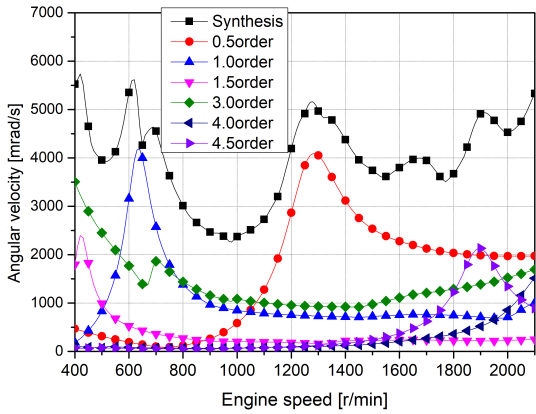


Fig. 4 Engine side angular velocity of flexible coupling at one cylinder misfiring condition

Fig. 3과 Fig. 4에 각각 보인다. 이때 0.5차, 1차 공진은 1260 r/min, 630 r/min에서 각각 일어난다.

3. 추진축계의 비틀림 진동측정 및 설계변경

시운전 중 Fig. 5와 같이 탄성커플링 고무부분의 파손이 반복되어 원인을 조사하기 위하여 Fig. 6과 같이 진동측정 장비를 배치하였다. 우선 비틀림진동을 확인하기 위하여 탄성커플링의 엔진 측과 중간축에 각각 레이저 토손메터를 설치하여 각속도를 측정하고 필요시 상대 비틀림 각을 계산할 수 있도록 하였다. 또한 주 기관의 구조진동에 의한 영향을 확인하기 위하여 엔진의 전후 그리고 베어링에 속도 및 가속도 센서를 설치하였다.

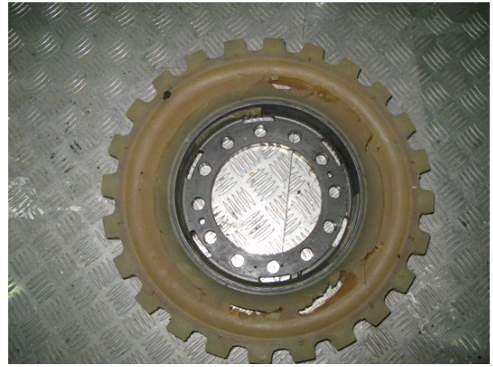


Fig. 5 Broken rubber element of flexible coupling A by self-excited torsional vibration

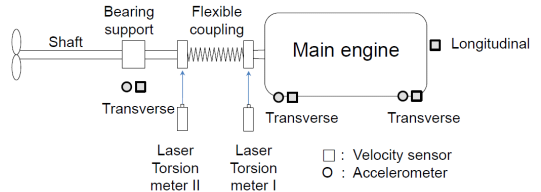


Fig. 6 Sensor positions for vibration measurement

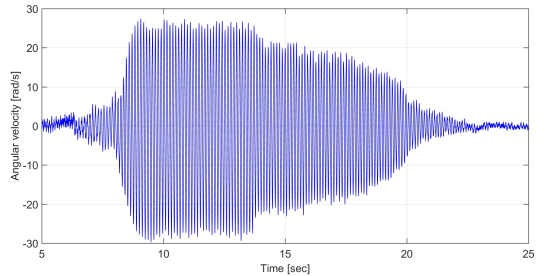


Fig. 7 Time domain angular velocity of flexible coupling A during acceleration at engine side

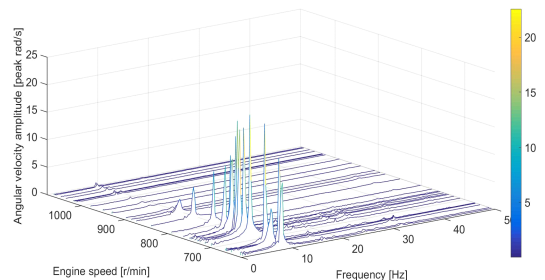


Fig. 8 Frequency domain angular velocity of flexible coupling A during acceleration at engine side

당시 수차에 거쳐 종합적인 진동을 측정하였으나 원인을 확인할 수 없었으며 초기 원인 규명에 실패하였다⁽¹⁾. 다만 선박을 운항하는 동안 불규칙하게 한 순간에 이상 소음과 함께 탄성커플링이 손상되는 사고를 직접 목격하였으며 이때까지도 자려 비틀림 진동이라고 확인할 수가 없었다. 또한 추진축계를 엔진 기진력을 중심으로 비틀림진동 해석을 수행하였지만 과잉된 비틀림진동을 확인할 수가 없었다⁽²⁾. 그 후 다음 시리즈 선박이 건조될 때까지 많은 시간이 경과되었다. 이 선박의 진동과 서로 비교하기 위하여 당시의 방대한 측정 자료를 자체 S/W를 이용⁽³⁾ 후처리하는 과정 중 단 한 곳에서 자려 비틀림진동을 관찰할 수 있었으며 그 결과를 Figs. 7~10에 보인다. Figs. 7~8을 보면 약 20초 동안 엔진의 회전속도가 600 r/min부터 자려 비틀림진동이 성장하다가 800 r/min가 되면 자려 비틀림진동이 사라진다. 이 실험에서 아주 짧은 시간에 엔진 회전수를 올렸기 때문에 탄성커플링이 파손이 되지 않아 자려진동의 발생과^(4,5) 소멸되는 정상적인 신호를 얻을 수 있었다. 여기서 비틀림진동 해석과 측정 결과를 확인하면 1절 고유진동수 보다 약간 낮은 8.7Hz의 자려진동이 발생하였다. 또한 엔진의 회전수를 2200 r/min부터 천천히 낮출 경우 Fig. 11과 같이 1200 r/min~1000 r/min 사이에서 0.5차 9~10 Hz의 공진을 확인할 수 있다. 이는 엔진의 실린더 내 착화실패가 일어나지 않음에도 카단축의 속도변동 및 마찰과 고무의 비선형 특성에 의해서 진동이 성장하였다. 이때 진동 각속도 변동은 7 rad/s~8 rad/s로 주파수가 낮기 때문에 각 진폭으로 변환하면 대단히 크다.

탄성커플링의 파손사고를 방지하여 선박을 정상적으로 인도하기 위하여 기존 탄성커플링과 거의 유사한 비틀림 강성을 갖고 3축방향의 변위를 흡수할 수 있도록 Fig. 12와 같은 플렉시블 링크를 갖는 탄성 커플링 B(Centax® CX-64-LFS2-50-14)를 재설계하여 기존 탄성커플링 A와 서로 교체하였다. 다행히 자려진동이 발생하지 않았으나 엔진회전수가 낮을 경우 Fig. 13과 같이 1, 2차 비틀림진동이 상당히 증가한다. Fig. 14는 플렉시블 링크가 있는 축 방향에서 레이저 진동측정기로 측정한 커플링의 구조진동 결과로 800 r/min보다 낮은 회전수에서 구조진동이 심해 공회전 속도를 830 r/min까지 증가시켜야만 하였다. 이후 동형선에 추진시스템은 동일하고 엔진은

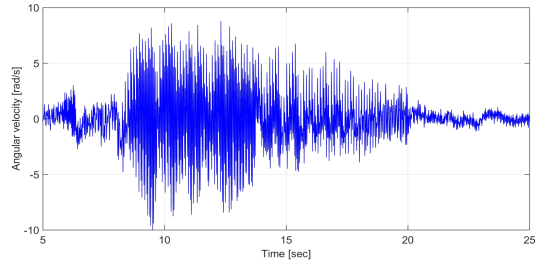


Fig. 9 Time domain angular velocity of flexible coupling A during acceleration at shaft side

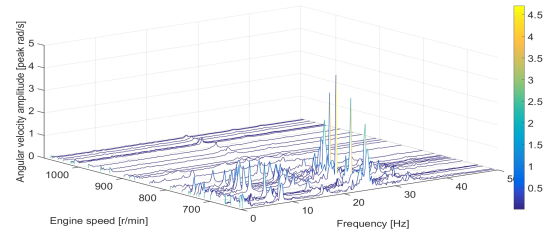


Fig. 10 Frequency domain angular velocity of flexible coupling A during acceleration at shaft side

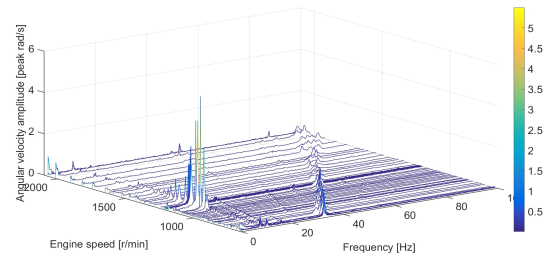


Fig. 11 Frequency domain angular velocity of flexible coupling A during deceleration at engine side

Table 2 Natural frequencies of torsional vibration and engine structural vibration of transverse direction (Unit: cycle per min)

Description	Calculation	Measurement	Remarks
Torsional 1st node	456~631	520 ~ 610	By self-excited vibration
Torsional 2nd node	1,832 ~ 2,052	1,980	By 3rd order
Engine structural vibration of trans. direction	-	2,721	By 3rd order



Fig. 12 Overview of Centa company's flexible coupling B with flexible link

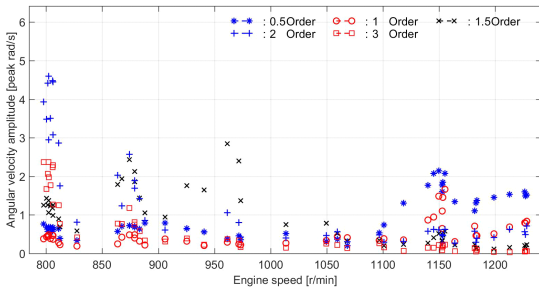


Fig. 13 Order analysis of angular velocity of flexible coupling B during acceleration at engine side

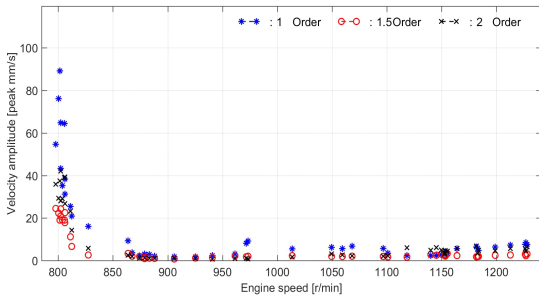


Fig. 14 Order analysis of structural vibration of flexible coupling B at shaft side

진동특성이 유사한 동일한 실린더 수 및 출력을 갖는 엔진(Caterpillar C32, 735 kW × 1800 r/min)을 선정하였다. Fig. 15는 건조된 동형 선박의 사진이며 여기서 시스템을 개선하기 위하여 탄성커플링 B를 보완한 탄성커플링 C(Stromag TRI-R TEF 42.3 W-2R 18 inch)로 Fig. 16에 보인다. 그림에서 좌측 출력 측은 스틸 디스크는 중량을 줄이기 위해 hollow를 갖는 비교적 얇은 판이다. 따라서 탄성커플링 A, B와



Fig. 15 Overview of the same type oil skimmer vessel

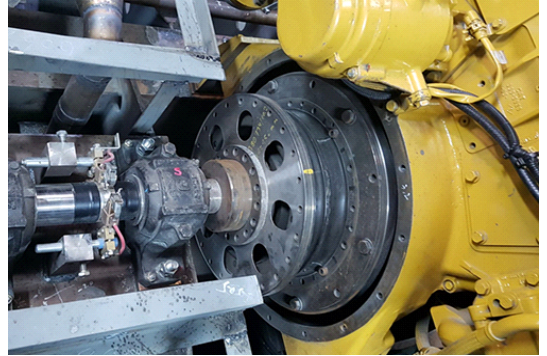


Fig. 16 Overview of Stromag company's flexible coupling C

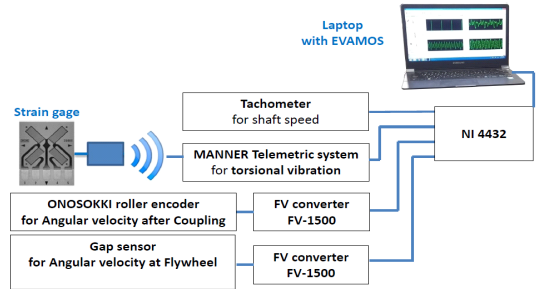


Fig. 17 Schematic diagram for torsional vibration measurement

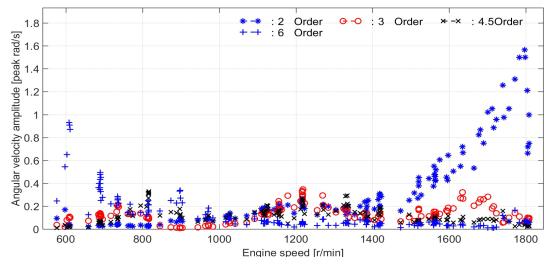


Fig. 18 Order analysis of angular velocity of flexible coupling C during acceleration at engine side

4. 결 론

이 연구는 Z-드라이브 프로펠러를 갖는 150톤급 방제선을 중심으로 추진축계의 동적 거동을 확인하여 안정성을 평가하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 선박용 추진시스템에서 경험하기 힘든 자려 비틀림진동을 확인하였으며 진동의 성장속도가 빨라 아주 짧은 시간(약 30초 이내)에 파손사고로 이어짐을 육안으로 확인하였다. 이 자려 비틀림진동이 일어나는 탄성커플링은 중간축에 3축 방향으로 유연성이 작은 종류였고 비교적 동력의 전달시 마찰손실이 예상되는 카단축이 두 곳이고 이는 기진력으로 작용할 수 있는 추진시스템이었다.

(2) 자려 비틀림진동을 피하기 위하여 플렉시블 링크와 함께 중간축에 3축 방향으로 유연성이 큰 것으로 대체하였으나 엔진의 운전범위가 낮은 회전수 영역에서 커플링의 플렉시블 링크 자체중량으로 인하여 구조진동이 심하여 공회전 속도를 높게 조정하였다. 최종적으로 탄성커플링이 중간축에서 3축 방향으로 유연성이 큰 것으로 대체하고 탄성커플링의 출력 축의 중량을 줄인 결과 전반적으로 비틀림진동 및 축의 횡진동이 감소하여 시스템의 안정성을 얻을 수 있었다.

(3) 선박용 추진시스템은 통합적인 설계 및 검토가 필요함에도 발주자 측에서 주기관의 디젤엔진과 추진시스템이 분리 발주됨에 따라 전체적인 통합설계가 이루어지지 않고 조선소와도 책임도 불분명하였으며 전체적인 진동 해결에 어려움이 있었다.

후 기

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

References

(1) Dynamics Laboratory of Mokpo Maritime University, 2009, Torsional and Engine Structural Vibration Measurement for Korea Coast Guard Bang-je

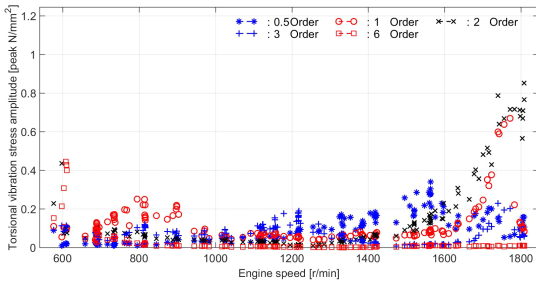


Fig. 19 Order analysis of torsional vibration stress of Cardan shaft with flexible coupling C during acceleration

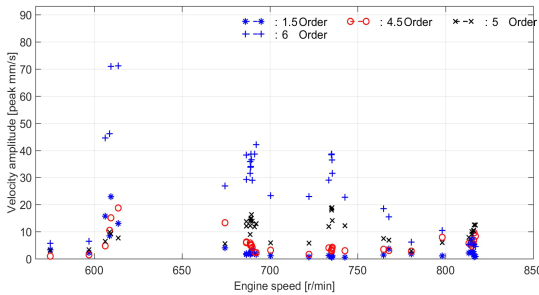


Fig. 20 Order analysis of structural vibration of flexible coupling C during acceleration at shaft side

거의 유사한 비틀림 강성을 갖고 3축 방향으로 충분한 유연성을 갖도록 하여 축 축에서 탄성커플링의 중량만을 줄였다. Fig. 17은 진동 측정을 위한 계통도로 추가로 카단축에서 비틀림진동 응력을 측정하였다. Fig. 18은 탄성커플링 C의 엔진 축에서 측정된 각속도 변동으로 회전수가 낮은 600 r/min 근처에서는 6차가 주진동이며 엔진회전수가 높은 1800 r/min 근처에서는 2차가 주성분이다. Fig. 19는 카단축의 비틀림진동 응력으로 Fig. 18과 비슷한 진동양상을 보이나 1800 r/min 근처에서 1차성분이 증가하지만 우려할만한 수준은 아니다. 또한 탄성커플링 C의 동적 거동을 확인하기 위하여 별도로 레이저 진동계를 이용한 측정된 속도변동을 Fig. 20에 보인다. 여기서 850 r/min 이하에서는 진동신호가 정상적으로 비틀림진동의 영향에 의한 6차성분이 나타나지만 우려되는 수준은 아니다. 비틀림진동과 탄성커플링의 동적거동을 확인한 결과 Z-드라이브 프로펠러를 갖는 이 유형의 150톤급 방제선은 탄성커플링 C가 적합하였다.

No. 5, Document No. MDL-09051-r1.

(2) Vulkan Couplings and Gears, 2009, Torsional Vibration Analysis, Document No. 20_09_1.028.

(3) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration Analysis and Monitoring System (EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 155~162.

(4) Lee, D. C. and Yu, J. D., 2003, Transient and Unstable Torsional Vibrations on a 4-Stroke Marine Diesel Engine, Proceeding of ICES03 2003 Spring Technical Conference of The ASME Internal Combustion Engine Division, Salzburg, Austria, May, pp. 11~14.

(5) Lee, D. C. and Barro, R. D., 2014, Self Excited Vibration in a Specialised Electric Propulsion System, MTZ Industrial, Vol. 4, No. 2, pp. 54~59.



Gahyang Lee received her B. Eng. from Mokpo Maritime University in 2018. She is now working Ship Repair Supporting Center. Also she is studying Master course at Dynamics Lab. of Mokpo maritime university.



Quang Dao Vuong received his B. Eng. from Vietnam Maritime University and his M. Eng. from Mokpo National Maritime University. Now he is studying Doctor course at Dynamics Lab. of Mokpo National Maritime

University.



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

Wiener Filter를 이용한 보 구조물 위 장비의 능동 진동 절연 성능 해석

Performance of Active Vibration Isolation for Equipments on Flexible Beam Structures Using Wiener Filters

오 한 음* · 홍 진 숙† · 정 의 봉**
Han-Eum Oh*, Chinsuk Hong† and Weui-Bong Jeong**

(Received April 24, 2018 ; Revised August 21, 2018 ; Accepted August 30, 2018)

Key Words : Active Vibration Control(능동 진동 제어), Feedforward Control(피드포워드 제어), Flexible Beam(유연 보), Wiener Filter(위너 필터), Controller(제어기)

ABSTRACT

This paper dealt with the active vibration isolation for a preliminary evaluation of the performance numerically. The vibration and noise generated by equipments are transmitted to the platform structures. The transmitted vibration causes negative influences on the life and reliability of the equipment and the structure due to breakage. The analytical model was established to be an equipment on a flexible beam. The analytical model consisted of the equipment as a source and the flexible beam as a receiver. The equipment is modeled with a rigid beam having a concentrated force. The equipment and the flexible beam are connected with springs at both ends of the equipment. The actuators (secondary source) are located slightly apart from the positions of the springs. And the controller was designed to minimize the vibration of the flexible beam (receiver) due to the force transmitted through the springs using the Wiener filter. For the control performance evaluation, the displacement at a point of the receiver structure and the total kinetic energy of the receiver were calculated. As a result, it is confirmed that the overall receiver displacement was reduced and the total kinetic energy of a receiver was 21.6 dB.

1. 서 론

최근 사회가 발달함에 따라, 기기 내부에 위치한 엔진 등의 장비에서 발생하는 진동 및 소음이 주변의 기타 기기로 전달됨에 따라, 장비 및 주변의 기기의 파손 및 수명, 신뢰성 저하 등 좋지 않은 영향

을 끼치게 된다⁽¹⁾.

따라서 이러한 전달되어 오는 진동을 저감하기 위한 연구들이 진행되어 왔는데, 대표적으로 사용되는 고무 마운트를 통해 진동을 절연하는 방법과 구조물 자체의 진동 전달 경로를 파악하여 이를 재설계하는 방법이 있다⁽²⁾. 진동 절연을 위해 고무 마운트를 사용하는 경우, 고무 마운트는 장비와 구조물

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Ulsan College

E-mail : cshong@uc.ac.kr

* Member, Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan Nation University

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

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

사이에 위치하여 진동을 저감하게 된다. 고무 마운트는 감쇠가 작아서 고주파 대역과 비공진 주파수 대역에서는 효과적인 진동 절연 성능을 보인다. 하지만 저주파수와 공진 주파수 대역에서는 절연 성능이 낮아지는 경향을 보이는 단점을 가지고 있다⁽³⁾. 그리고 구조물 자체의 진동 전달 경로를 재설계하는 방법은 비용적 측면에서 큰 단점으로 작용한다. 따라서 이 문제를 해결하기 위해 능동 진동 제어(active vibration control, AVC)기법이 사용된다.

이 연구는 해석적으로 진동 절연 성능을 평가하기 위한 기초 연구로, 양단이 지지되어있는 유연한 보 구조물 위에 스프링으로 연결되어있는 장비에서 외란이 발생했을 시, 장비에서 보로 전달되어오는 전달력에 의해 발생하는 보의 진동을 절연하기 위한 능동 제어를 수행하였다. 제어기는 FIR 필터 계수 획득 방법 중 하나인 위너 필터(Wiener filter)를 이용하여 설계하였으며, 이를 이용하여 보에서 발생하는 진동을 저감하는 제어력을 생성하였다. 위너 필터는 기존의 잡음에 대한 측정값이 있을 시, 이 값들을 이용하여 빠르게 필터 계수를 얻을 수 있는 장점을 가지고 있다⁽⁷⁾. 따라서, 이 연구에서는 보 전체의 진동을 저감하기 위해 보의 각 지점마다의 진동 변위를 잡음으로 가정하였으며, 이론식을 통해 잡음이 전달되어 오는 경로를 분석한 후, 다채널 위너 필터 설계를 통해 진동 절연 성능 해석을 진행하였다. 진동 성능 평가는 제어 전·후의 변위 및 전달력, 운동 에너지 등을 도식화하여 나타내었다.

2. 시스템 모델링

2.1 해석 모델

Fig. 1은 이 논문에서 사용할 해석 모델을 나타내

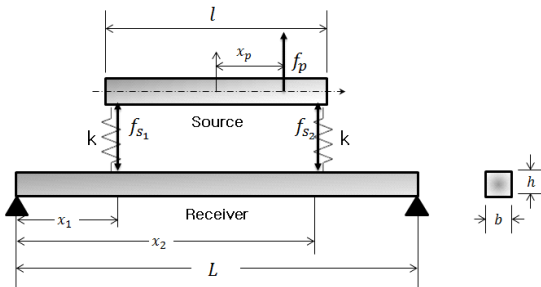


Fig. 1 Analytical model

고 있다. 해석 모델은 크게 source와 receiver로 이루어져 있다. Source는 길이가 l 인 강체로 가정하였으며, receiver는 양 끝단이 단순 지지된 보로 가정하였다. 이 보의 길이는 L 이고 단면의 모양은 직사각형으로 폭과 높이는 각각 b 와 h 이다. Source의 x_p 지점에 집중하중 f_p 가 외란으로써 가해지며, Source의 양 끝단과 receiver의 x_1 과 x_2 지점에 위치한 스프링을 통해 서로 연결되어 있다고 가정하였다. 이때, 두 스프링의 스프링 상수는 공히 k 로 두었다. 스프링을 통해 source에서 발생한 진동이 receiver로 전달되는 진동을 절연하기 위해 스프링이 위치한 지점에서 Δx 만큼 떨어진 곳에 제어력 f_{s1} 과 f_{s2} 가 발생한다고 가정하였다.

2.2 지배 방정식

Source와 receiver의 운동방정식을 유도하기 위해, Fig. 2에서 보인 자유물체도를 이용하였다. Receiver를 균일한 단면을 가진 오일러-베르누이 보(Euler-Bernoulli beam)로 가정하면, 횡방향의 운동방정식은 다음과 같다.

$$EI(1+i\eta)\frac{\partial^4 w_1(x,t)}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w_1(x,t)}{\partial t^2} = f(x,t) \quad (1)$$

여기서, w_1 은 보의 횡방향 변위를 나타내며, E 는 탄성계수, I 는 보 단면의 관성 모멘트, η 는 손실계수, ρ 는 밀도, A 는 보의 단면적 넓이, f 는 길이 당 외력을 나타낸다.

이 때, w_1 을 N 차까지의 고유모드의 중첩으로 표현하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_1(x,t) = \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x) e^{j\omega t} \quad (2)$$

여기서 $d_n(\omega)$ 는 n 차의 주파수별 모달 변위이며 $\phi_n(x)$ 는 n 차의 고유 모드를 나타낸다.

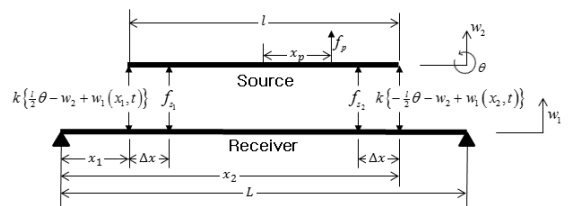


Fig. 2 Free body diagram of analytical model

이를 푸리에 변환을 통해 주파수 영역으로 표현하면 다음과 같다.

$$w_1(x, \omega) = \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x) \tag{3}$$

양 끝단이 단순 지지된 보인 경우 보의 길이가 L 인 정규화된 고유 모드를 나타내면 다음과 같다.

$$\phi_n(x) = \sqrt{2} \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right) \tag{4}$$

Receiver 구조물에 가해진 힘은 x_1 과 x_2 지점에서 source로부터 스프링을 통해 전달되는 힘과 지지점으로부터 Δx 만큼 떨어진 곳에 제어력이 있다. 이들이 모두 집중하중으로 가해지므로 델타함수를 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} f(x, t) &= \left[k \left\{ w_2 - \frac{l}{2} \theta - w_1(x_1, t) \right\} \right] \delta(x - x_1) \\ &+ \left[k \left\{ w_2 + \frac{l}{2} \theta - w_1(x_2, t) \right\} - f_{s_2} \right] \delta(x - x_2) \tag{5} \\ &+ f_{s_1} \delta[x - (x_1 + \Delta x)] + f_{s_2} \delta[x - (x_2 - \Delta x)] \end{aligned}$$

여기서, w_2 와 θ 는 각각 source의 횡방향, 회전방향의 변위를 나타낸다.

식 (3)과 식 (5)를 식 (1)에 대입하여, N 차까지의 중첩하여 표현하면 모드 직교성에 의해 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \omega_m^2 (1 + i\eta) d_m - \omega^2 d_m \\ &= -\frac{k}{\rho A} \left\{ \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x_1) \right\} \phi_m(x_1) \\ & \quad - \frac{k}{\rho A} \left\{ \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x_2) \right\} \phi_m(x_2) \\ & \quad + \frac{k}{\rho A} \{ \phi_m(x_1) + \phi_m(x_2) \} W_2 \\ & \quad - \frac{k}{\rho A} \{ \phi_m(x_1) - \phi_m(x_2) \} \Theta \\ & \quad - \frac{1}{\rho A} F_{s_1} \phi_m(x_1 + \Delta x) - \frac{1}{\rho A} F_{s_2} \phi_m(x_2 - \Delta x) \end{aligned} \tag{6}$$

여기서, m 은 모드 직교성에 의해 남은 임의의 차수를 나타내며, W_2 , Θ , F_{s_1} , F_{s_2} 는 각각 변수 w_2 , θ , f_{s_2} , f_{s_2} 를 푸리에 변환을 통해 주파수 영역으로 표현한 변수이다.

Fig. 2를 통하여, 강제인 source의 2자유도계 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m\ddot{w}_2 + 2kw_2 - k\{w_1(x_1, t) + w_1(x_2, t)\} &= f_p + f_{s_1} + f_{s_2} \tag{7} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{ml^2}{12} \ddot{\theta} + \frac{kl^2}{2} \theta + \frac{kl}{2} \{w_1(x_1, t) - w_1(x_2, t)\} &= f_p x_p - f_{s_1} \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) + f_{s_2} \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) \end{aligned} \tag{8}$$

여기서, 식 (7)과 식 (8)은 각각 source의 횡방향, 회전방향의 운동방정식을 나타낸다.

식 (3)을 식 (7)과 식 (8)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & (-\omega^2 m + 2k) W_2 \\ & - k \left\{ \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x_1) + \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_n(x_2) \right\} \\ & = F_p + F_{s_1} + F_{s_2} \end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned} & \left[\begin{array}{ccc} \omega_1^2 (1 + i\eta) - \omega^2 + \frac{k}{\rho A} \{ \phi_1^2(x_1) + \phi_1^2(x_2) \} & \dots & \frac{k}{\rho A} \{ \phi_N(x_1) \phi_1(x_1) + \phi_N(x_2) \phi_1(x_2) \} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{k}{\rho A} \{ \phi_N(x_1) \phi_1(x_1) + \phi_N(x_2) \phi_1(x_2) \} & \dots & \omega_N^2 (1 + i\eta) - \omega^2 + \frac{k}{\rho A} \{ \phi_N^2(x_1) + \phi_N^2(x_2) \} \\ -k \{ \phi_1(x_1) + \phi_1(x_2) \} & \dots & -k \{ \phi_N(x_1) + \phi_N(x_2) \} \\ \frac{kl}{2} \{ \phi_1(x_1) - \phi_1(x_2) \} & \dots & \frac{kl}{2} \{ \phi_N(x_1) - \phi_N(x_2) \} \end{array} \right] \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_N \\ W_2 \\ \Theta \end{Bmatrix} \\ & + \left[\begin{array}{c} -\frac{1}{\rho A} \{ F_{s_1} \phi_N(x_1 + \Delta x) + F_{s_2} \phi_N(x_2 - \Delta x) \} \\ -\frac{1}{\rho A} \{ F_{s_1} \phi_2(x_1 + \Delta x) + F_{s_2} \phi_2(x_2 - \Delta x) \} \\ \vdots \\ -\frac{1}{\rho A} \{ F_{s_1} \phi_N(x_1 + \Delta x) + F_{s_2} \phi_N(x_2 - \Delta x) \} \\ F_p + F_{s_1} + F_{s_2} \\ F_p x_p - \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) F_{s_1} + \left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) F_{s_2} \end{array} \right] = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 1 \\ x_p \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -\frac{1}{\rho A} \phi_1(x_1 + \Delta x) \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_2(x_1 + \Delta x) \\ \vdots \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_N(x_1 + \Delta x) \\ 1 \\ -\left(\frac{l}{2} - \Delta x\right) \end{Bmatrix} F_{s_1} + \begin{Bmatrix} -\frac{1}{\rho A} \phi_1(x_2 - \Delta x) \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_2(x_2 - \Delta x) \\ \vdots \\ -\frac{1}{\rho A} \phi_N(x_2 - \Delta x) \\ 1 \\ \frac{l}{2} - \Delta x \end{Bmatrix} F_{s_2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \left(-\omega^2 \frac{ml^2}{12} + \frac{kl^2}{2} \right) \Theta \\ & + \frac{kl}{2} \left\{ \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_1(x_1) - \sum_{n=1}^N d_n(\omega) \phi_1(x_2) \right\} \quad (10) \\ & = F_p x_p - F_{s_1} \left(\frac{l}{2} - \Delta x \right) + F_{s_2} \left(\frac{l}{2} - \Delta x \right) \end{aligned}$$

식 (6)과 식 (9), 식 (10)을 이용하여, 해석 모델의 전체 지배 방정식을 나타내면 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

2.3 SIMO 위너 필터를 이용한 제어기 구현

이 절에서는 Fig. 1에서 보인 바와 같이 source에서 외란이 일어났을 때 스프링을 통해 전달되어오는 힘으로 인해 발생하는 receiver의 변위를 전체적으로 저감하기 위해, SIMO(single-input multiple-output) 위너 필터 설계를 이용하여 제어를 설계하였다. 위너 필터는 FIR 필터의 구조를 가진 필터로서 목적함수를 최소화하는 필터 계수를 구하여 설계한다. 이 때 목적함수는 외란에 의한 변위와 제어력에 의한 변위의 차의 제곱이다. Fig. 3에 SIMO 위너 필터의 개략도를 나타내었다.

Fig. 3에서 x 는 입력 힘을 나타내고, W 는 제어기 (필터 계수), H_p 는 힘과 source의 변위 간의 전달함수, H_{s1} 과 H_{s2} 는 제어력과 receiver의 변위 간의 전달함수를 나타낸다. 그리고 d 는 제어 전의 변위를 나타내며, e 는 제어 후의 변위를 나타낸다.

이 때, 필터 계수 W 는 제어 후의 변위인 e 의 제곱 평균을 목적함수로 두어, 이를 최소화함으로써 얻을 수 있다. 이를 식으로 표현하기 위해, 제어력 x 및 제어하기 위한 변위 y 등을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$x(n) = W^T u(n) \quad (12)$$

$$y(n) = H_s^T x(n) \quad (13)$$

여기서,

$$W^T = [w_0 \ w_1 \ \dots \ w_{N-1}]$$

$$u(n) = [u(n) \ u(n-1) \ \dots \ u(n-N+1)]$$

$$H_s^T = [H_{s,0} \ H_{s,1} \ \dots \ H_{s,M}]$$

$$x(n) = [x(n) \ x(n-1) \ \dots \ x(n-M+1)]$$

이 때, W 는 FIR 필터의 계수를 나타내며, N 는 필터의 차수를 나타내며, M 은 전달함수의 차수를 나타낸다. 이를 이용하여 목적함수 J 는 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} J &= \sum_{j=1}^L E \{ e_j^2(n) \} \\ &= \sum_{j=1}^L E \left\{ \left[d_j(n) - \sum_{i=1}^I y_{ij}(n) \right]^2 \right\} \quad (14) \\ &= \sum_{j=1}^L E \left\{ \left[d_j(n) - \sum_{i=1}^I W_i^T (u^T(n) H_{ij}) \right]^2 \right\} \end{aligned}$$

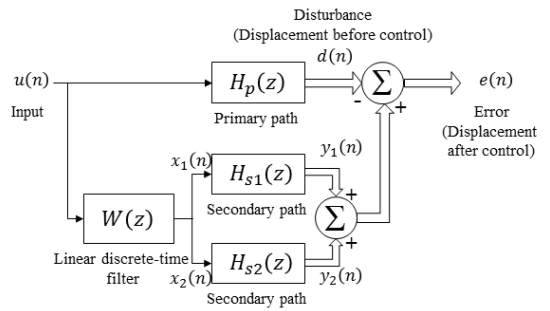


Fig. 3 Schematic diagram of SIMO Wiener filter

이 때, I 은 제어력 개수를 나타내고, L 은 receiver의 변위 측정 센서의 개수를 나타낸다.

목적함수를 최소화하는 필터 계수를 얻기 위해, 다음과 같은 식을 이용한다.

$$\frac{\partial J}{\partial W_1} = \frac{\partial J}{\partial W_2} = \dots = \frac{\partial J}{\partial W_I} = 0 \quad (15)$$

위 식 (15)를 이용하여, 필터 계수 W 를 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} W_1 \\ W_2 \\ \vdots \\ W_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{j=1}^L T_{1,j,1,j} & \sum_{j=1}^L T_{1,j,2,j} & \dots & \sum_{j=1}^L T_{1,j,I,j} \\ \sum_{j=1}^L T_{2,j,1,j} & \sum_{j=1}^L T_{2,j,2,j} & & \\ \vdots & & \ddots & \\ \sum_{j=1}^L T_{I,j,1,j} & & & \sum_{j=1}^L T_{I,j,I,j} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} \sum_{j=1}^L R_{d,1,j} \\ \sum_{j=1}^L R_{d,2,j} \\ \vdots \\ \sum_{j=1}^L R_{d,I,j} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

여기서, T 는 Toepiltz 행렬로

Table 1 Mechanical properties and geometric data of source and receiver

Parameter	Value	Unit
Length of receiver (L)	1.0	m
Length of source (l)	0.3	m
Width	8.6	mm
Thickness	8.6	mm
Elastic modulus	71.0e9	N/m ²
Density	2700.0	kg/m ³
Spring constant	1.0e6	N/m
Loss factor	0.02	



Fig. 4 Field points on the receiver structure

$$T_{ai,bi} = \begin{bmatrix} R_{ai,bi}(0) & R_{ai,bi}(1) & \dots & R_{ai,bi}(N-1) \\ R_{ai,bi}(1) & R_{ai,bi}(0) & & \\ \vdots & & \ddots & \\ R_{ai,bi}(N-1) & & & R_{ai,bi}(0) \end{bmatrix} \quad (17)$$

이고, R_{ii} 은 상관 함수를 나타낸다.

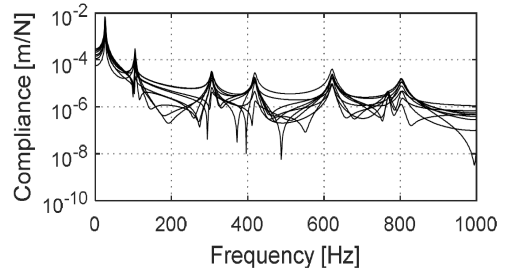
3. 제어 성능 해석

3.1 해석 조건

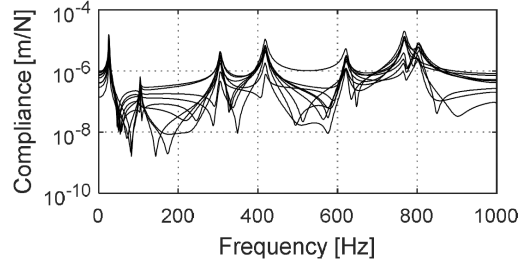
Fig. 1에서 보인 구조물의 구성품의 제원 및 물성치를 Table 1에 나타내었다. 스프링의 위치 x_{s1} 과 x_{s2} 는 각각 $0.2L$, $0.7L$ 로 가정하였다. Receiver에 대하여 전체적으로 진동을 저감하기 위해 측정점(field point)을 Fig. 4와 같이 등 간격으로 $0.1L \sim 0.9L$ 까지 총 9점을 배치하였다. 식 (11)의 지배 방정식을 이용하여 각각의 힘에 따른 위치 별 전달함수 H_p , H_{s1} 과 H_{s2} 를 구할 수 있다. Fig. 5는 식을 통해 계산한 각 위치별 힘과 변위 간의 전달함수를 나타내고 있다. Fig. 5(a)는 외란 f_p 만이 작용했을 때의, 각 위치 별 전달함수 H_p 를 나타내고 있으며, Fig. 5(b), (c)는 각각의 제어력 f_{s1} 과 f_{s2} 에 따른 위치 별 전달함수 H_{s1} , H_{s1} 를 나타내고 있다. 해석은 시간영역에서 $5e-4$ 초 간격으로 5초까지 수행하였다.

3.2 제어기 설계

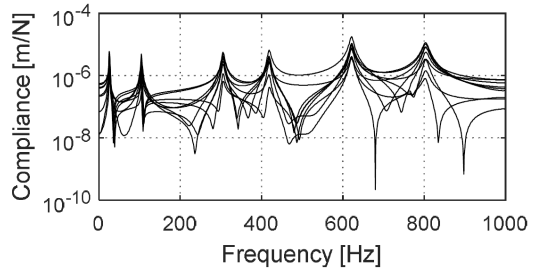
식 (14)를 이용하여 계산한 위너 필터의 계수를



(a) Transfer function of the primary force to displacement at field points of the receiver, H_p



(b) Transfer function of the secondary force at to displacement at field points of the receiver, H_{s1}



(c) Transfer function of the secondary force to displacement at field points of the receiver, H_{s2}

Fig. 5 Transfer functions required for the performance analysis of the active control system

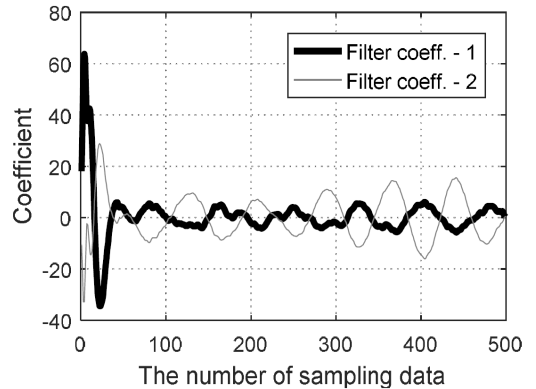


Fig. 6 Wiener filter coefficients

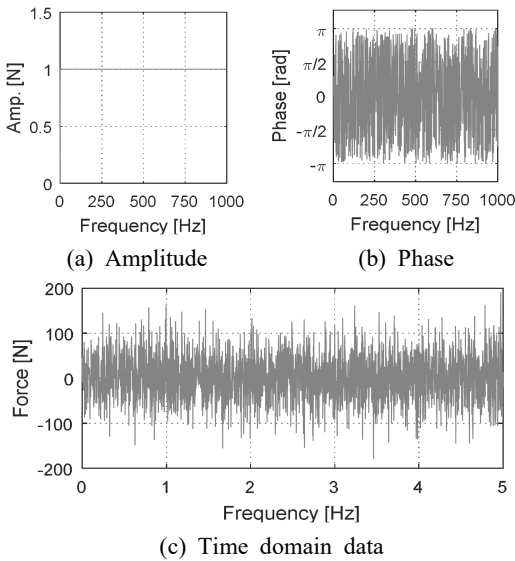


Fig. 7 Primary force as disturbance

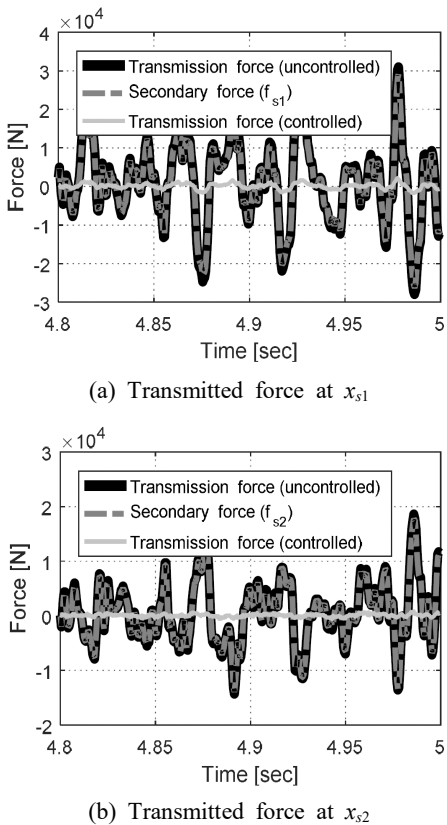


Fig. 8 Transmitted force before control by the primary force (black thick line), and the secondary force (gray, dashed line) and transmission force after control (silver faint line)

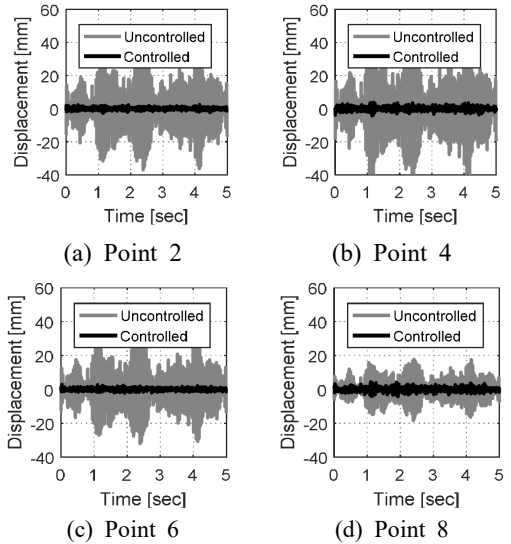


Fig. 9 Displacement at the selected points of the receiver over time when subjected to the primary force (gray) and when subjected to the secondary forces (black)

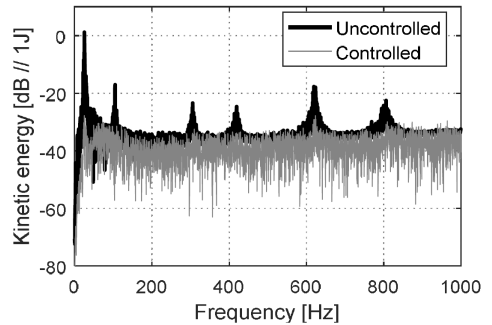


Fig. 10 Total Kinetic energy of the receiver subjected to the primary force (black) and when subjected to the secondary forces (gray)

구하여 제어기를 설계하였다. 필터의 차수는 500차라 설정하였으며, Fig. 6에 보인 바와 같이 구해졌다. 제어력의 개수가 2개이기 때문에 각각의 경우에 따라서 필터 계수를 나타내었다.

3.3 제어 성능 평가

제어 성능을 평가하기 위해 Fig. 7과 같이 외란 f_p 를 0 kHz ~ 1 kHz까지 크기가 1이고 임의의 위상을 가진 사인과 합성신호로 구현하였다. 이 때 얻은 f_p 를 이용하여, 식 (14)를 통해 얻은 제어기를 통과시

키면 receiver의 변위를 최소화하는 제어력 f_{s1} , f_{s2} 를 얻을 수 있다. Fig. 8은 제어 전 외란 f_p 에 의해 receiver에 전달되는 전달력과 제어력 f_{s1} , f_{s1} , 그리고 제어 후 receiver에 전달되는 전달력을 나타내었다. 이를 통해 제어 전에 비해 제어를 하고 난 후의 receiver에 전달되는 힘이 크게 감소하는 점을 확인할 수 있다.

제어 성능을 확인하기 위해, receiver의 임의의 지점에서의 제어 전의 변위, $d(n)$ 과 제어 후의 변위, $e(n)$ 을 비교한 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 제어 전에 비해 제어했을 때 receiver의 변위가 감소함을 확인할 수 있다.

그리고 제어 전·후에 따른 receiver의 제어 성능을 정량화하기 위해 receiver의 운동에너지를 Fig. 10에 나타내었다. 이를 통해 가장 큰 에너지를 보이는 주파수 대역에서 가장 큰 제어 효과를 보임을 확인할 수 있으며, 이 때 저감되는 총 운동 에너지는 약 21.6 dB인 점 또한 확인할 수 있었다.

4. 결 론

이 연구에서는 양 끝단이 단순지지된 보 구조물(receiver) 위에 2개의 스프링을 통해 연결된 장비(source)가 있는 모델에 대해 능동진동제어 연구를 수행하였다. Source에서 외란이 발생할 때 스프링을 통해 receiver로 전달되어오는 진동을 최소화하는 제어기를 설계하고 그 성능을 확인하기 위해 우선 source 및 receiver의 자유물체도를 이용하여 지배방정식을 구하였다. 그리고 이를 이용하여 SIMO 위너 필터를 적용한 제어기를 설계하였다.

전 주파수 대역에서의 제어 성능을 확인하기 위하여, source의 외란을 집중하중으로 0 kHz ~ 1 kHz 까지 백색소음으로 가정하였고, receiver를 전체적으로 진동을 저감하기 위해 측정점을 receiver에 등간격으로 9개의 지점으로 설정하였다. 제어 성능은 제어 전·후의 receiver로 통해 전달되어오는 힘 및 변위, 운동에너지를 통해 확인하였다. 제어 결과, receiver로 전달되는 힘이 크게 감소시키는 점을 확인할 수 있었으며, 이로 인해 receiver의 변위 또한 전체적으로 감소하는 점을 확인할 수 있었다. 이를 정량적으로 표현하기 위해, 저감된 운동 에너지량으로 표현하였을 때, 약 21.6 dB의 에너지 감소가 이

루어진 점 또한 확인 할 수 있었다.

향후, 실제 모델에 관해, 이 연구에서 설계한 방법을 통한 제어기를 적용하여 능동 진동 절연 성능을 알아볼 예정이다.

후 기

이 논문은 2017년 울산과학대학교 교내학술연구비 지원에 의해 수행됨.

References

- (1) Mixson, J. S. and Powell, C. A., 1984, Review of Recent Research on Interior Noise of Propeller Aircraft, AIAA/NASA 9th Aeroacoustics Conference.
- (2) Shin, C., Hong, C. and Jeong, W. B., 2008, Active Vibration Control of Cantilever Beams Using PZT Actuators, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 12, pp. 1293~1300.
- (3) Rivin, E. E., 1984, Passive Engine Mounts: Some Directions for Further Development, SAE Technical Paper Series 940259.
- (4) Kato, T., Kawashima, K., Sawamoto, K. and Kagawa, T., 2007, Active Control of a Pneumatic Isolation Table Using Model Following Control and Pressure Differentiator, Precision Engineering, Vol. 31, No. 3, pp. 269~275.
- (5) Shin, Y. H. and Kim, K. J., 2008, Performance Enhancement of Pneumatic Vibration Isolation Tables in Low Frequency Range by Time Delay Control, Journal of Sound and Vibration, Vol. 321, No. 3-5, pp. 537~553.
- (6) Sun, J. O. and Kim, K. J., 2012, Active Pneumatic Control of Vibration Isolation Table Against Ground and Inertial Force Excitation Induced by Horizontally Moving Mass, Diss. Ph.D. Thesis, DME KAIST.
- (7) Choi, S. B., Park, Y. K. and Cheong, C. C., 1996, Active Vibration Control of Intelligent Composite Laminate Structures Incorporating an Electro-rheological Fluid, Journal of Intelligent Material Systems and Structure, Vol. 7, No. 4, pp. 441~419.

(8) Choi, S. B., 1999, Vibration Control of a Flexible Structure Using ER Dampers, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 121, No. 9, pp. 134~138.

(9) Kim, S. M., Stanislaw, P. and Michael, J. B., 2008, Active Vibration Isolation Using an Electrical Damper or an Electrical Dynamic Absorber, Transactions on Control Systems Technology, Vol. 16, No. 2, pp. 245~254.

(10) Oh, J. T., Kwak, M. K. and Ezdiani, T., 2015, Active Vibration Control Experiment of Structure Using Filtered-x LMS and MHHC Algorithms, Proceeding of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Annual Autumn Conference, pp. 593~598.

(11) Lisa, A. S. and Adreas, H. F., 1988, Linear Control Design for Active Vibration Isolation of Narrow Band Disturbances, Proceedings of the 27th Conference on Decision and Control, pp. 1032~1037.



Han-Eum Oh received B.S. and M.S. degrees from Pusan National University in 2013 and 2015. And he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University in Busan, Korea.



Chinsuk Hong received B.S. in mechanical engineering and an M.S. in dynamic and vibration from Youngnam University, Korea, in 1988 and 1991, respectively. He worked for the Naval System Development (ADD), Korea, for 12 years from 1991. He then joined the Institute of Sound and Vibration Research (ISVR), University of Southampton, UK, in 2003, to pursue his Ph.D. He received the Ph.D in sound and vibration, in 2005. He is now with Naval Architecture and Ocean Engineering, Ulsan College from 2009. His research interests include active noise and vibration control, flow-induced noise and underwater shock response analysis.



Weui-Bong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustic-structure interactions.

낙하 시험을 통한 완충 소재의 물성치 획득과 유한요소 충격 해석 모델의 검증

Acquisition the Property of Cushioning Material with the Drop Test and Verification with Finite Element Shock Analysis

길근석[†] · 이성배^{*} · 전종근^{**} · 조기한^{**} · 조영환^{**}

Geun-Suk Gil[†], Sung-Bea Lee^{*}, Jong-Geun Jeon^{**}, Ki-Han Cho^{**} and Yong-Hwan Jo^{**}

(Received May 17, 2018 ; Revised August 1, 2018 ; Accepted August 21, 2018)

Key Words : Cushioning Material(완충 소재), EPP(Expanded Polypropylene), Drop Test(낙하 시험), Shock Analysis(충격 분석), Finite Element Method(유한요소법)

ABSTRACT

The shock by impact on the product can be divided indirect impact that occur when the packed product is hit or dropped during transport and direct impact that occur accidentally, such as a mistake while the user is using the product. Especially the drop shock that occurs during use by the user varies depending on the user's posture, the height of use. When a short cycle and a large acceleration are transmitted to the inside of the product, It acts as a strong excitation force on vulnerable parts such as precision mechanical parts, electronic parts, or connectors inside the product, causing malfunction or breakage of the product. In this study, EPP (expanded polypropylene) one of low density form was selected as the impact-absorbing material to protect portable products from drop impact. The drop test was performed. and The properties such as reaction force, displacement, acceleration of EPP (expanded polypropylene) were obtained. Also performed the finite element shock analysis and compared with the result of the drop test. It confirmed the similarity.

1. 서론

제품에 가해지는 충격은 포장된 제품을 목적으로 이동하는 도중 타 물체와 부딪히거나 떨어져서 발생하는 간접 충격과 제품을 사용하는 도중 부주의로 인해 발생하는 낙하와 같은 직접적인 충격으로 구분할 수 있다. 특히 제품을 사용 도중 발생하는 낙하 충격은 사용자의 자세, 제품의 사용 높이 등 상황에

따라 다양하게 발생한다.

이 연구에서 고려하는 충격은 휴대용 군수물품을 야전에서 사용하는 도중 부주의로 인해 예기치 못하게 발생하는 낙하 등의 경우이다.

낙하 충격은 짧은 주기와 큰 가속도를 가지며 제품 내부로 전달되어 제품의 구조 동특성에 따라 내부 구성품을 거동시킨다. 그리고 정밀한 기계 부품과 전자 부품 및 커넥터 등 취약 부위에 강한 가진력으로 작용하여 제품의 오작동을 발생시키거나 파손에 이르게

[†] Corresponding Author; Member, PGM Mechanical R&D lab, LIG Nex1

E-mail: geunsuk.gil@lignex1.com

^{*} Agency for Defense Development

^{**} PGM Mechanical R&D lab, LIG Nex1

[#] A part of this paper was presented at the KSNVE 2016 Annual Autumn Conference

[‡] Recommended by Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

한다. 따라서 제품에 충격이 예상되면 반드시 완충 소재를 사용하여 충격을 흡수하도록 한다. 이러한 완충 소재를 이용한 완충재의 설계와 충격 흡수 및 저감 등 성능 분석에 대해 많은 연구가 진행되었다⁽¹⁻⁴⁾.

MIL-HDBK-304C⁽⁵⁾과 MIL-STD-2073-1⁽⁶⁾은 군사용 완충 포장의 등급을 외부 충격에 대하여 직접적으로 노출되는 Level A와 간접적으로 노출되는 Level B로 구분하고 있으며 Level A가 더 엄격한 완충 성능을 요구하고 있다.

이 연구에서는 휴대용 군수물품을 낙하 충격으로부터 보호하기 위해 큰 충격 하중으로 시스템에 치명적인 영향을 줄 수 있는 Level A를 기준으로 저밀도 폼(foam) 완충 소재 중 하나인 EPP(expanded polypropylene)의 반력, 변위, 충격가속도 등과 같은 기본 물성치를 낙하 시험을 통해 획득하였다. 그리고 획득한 물성치를 분석하여 완충 소재가 가지는 정적응력, 압축 특성, 동적 응력, 변형률과 같은 완충 특성을 확인하였다. 또한 동적 응력과 변형률 분석 데이터를 유한 요소 충격 해석의 입력 데이터로 활용하여 해석을 수행하여 가속도 결과를 비교 검증하였다.

2. 본 론

2.1 완충 소재의 특성

완충 소재는 상대적으로 대상 장비 대비 강성이 낮으며 스프링 및 댐퍼의 역할을 한다.

완충 소재를 적용한 충격 저감 구조는 Fig. 1과 같이 1 자유도계의 지반 가진 모델로 단순화된다.

완충 소재와 같이 낮은 강성은 주기 시간이 길어져서 충격을 크게 완화시키는 효과가 있다. 또한 적당한 댐핑(damping)이 공진에서 발생하는 최대 가속도의 크기를 완화시킬 수 있다.

일반적으로 사용되는 완충 소재의 재질은 PE, EPP, EPS 등 석유 합성 소재로 화학적 또는 물리적으로 발포한 저밀도 폼(foam)형상을 갖으며 저렴한 단가에 생산되어 가격에 유리하지만, Fig. 2와 같이 기계적으로 선형적인 특성을 가지지 못한다. 즉 외력에 대해 Fig. 2와 같은 비선형 변형을 보인다.

Fig. 3은 저밀도 폼(foam)의 일반적인 거동 특성을 나타내고 있다. Fig. 3에서 구역(zone 1, 20% 이하)과 같이 내부 구조에 기인하는 초기 강성을 유지

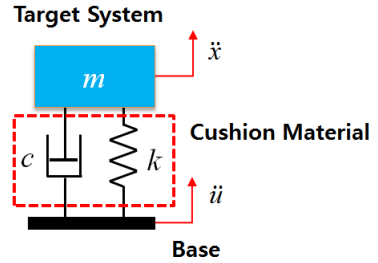


Fig. 1 Shock system of cushion material

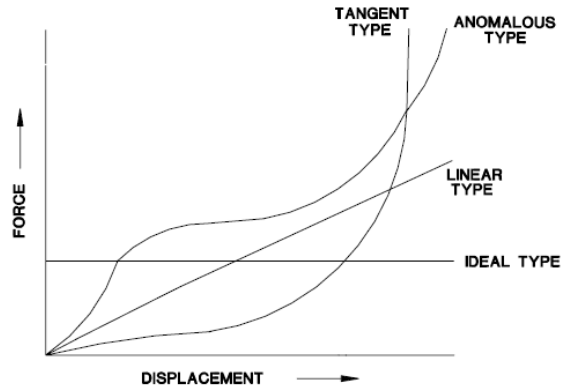


Fig. 2 Character of low density form

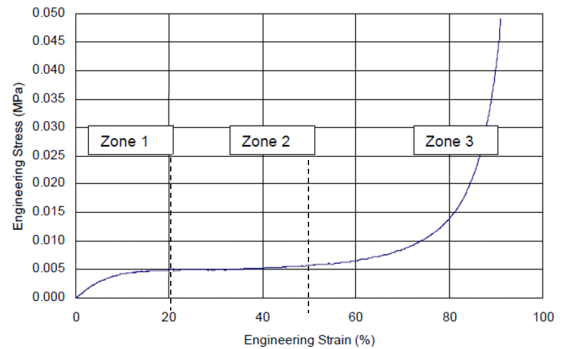


Fig. 3 General behavior character of low density form

하다가 변형률이 증가하면 공기 빠짐 또는 내부 구조 압축에 의해 크게 압축되어 평평한 거동을 보이는 구역(zone 2, 20% ~ 50%)를 지나게 된다. 이때 변형률이 더 증가되면 급격한 강성 증가의 특성을 보이는 구역(zone 3, 50% 이상)에 이르게 된다. 또한 압축(loading) 및 인장(unloading) 시 큰 히스테리시스(hysteresis)를 가지고 있는 특성을 보이며, 변형속도에 따라 상의한 특성을 보인다고 알려져 있다. 따라서 저속에서 수행되는 일반적인 인장-압축

시험기로 측정된 물성치는 큰 오차를 수반하여 사용하기에는 무리가 따른다. 따라서 이 연구에서는 실제와 유사한 환경인 낙하 시험기를 이용하여 저밀도 폼(foam)의 완충 소재로 선정된 EPP(expanded polypropylene) 기본 물성을 획득하였다.

2.3 EPP 소재의 일반 특성

EPP는 expanded polypropylene의 약어로서 범용 플라스틱인 polypropylene을 화학적 발포제를 사용하지 않고 물리적(무가교성)으로 발포한 구(球)형태의 입자이다. 또한 발포 배율에 따라 5배율, 8배율, 10배율, 15배율, 30배율, 45배율, 60배율 등으로 나뉜다. 형상은 Fig. 4와 같으며 금형을 이용하여 사출 성형이 가능하여 다양한 형상으로 생산되어 PE에 비하여 우수한 제작성을 가지고 있다.

EPP는 주위에서 흔히 사용되고 스티로폼으로 많이 알려진 비드(bead)성 발포체인 EPS(expandable polystyrene)의 일회성 사용과 취약한 물리적 특성을 개선한 재료이다. EPP는 취성, 유연성 및 내약품성 등이 우수하여 제품 포장의 안정성 향상 및 포장 부피 소형화에 장점이 있다. 또한 강성 및 열 안정성이 우수하여 반복 충격에 대한 완충성이 뛰어난 특징을 가진다.

2.4 낙하시험 준비 및 수행

낙하 시험기를 이용한 EPP 완충 소재의 물성 특성 획득 순서는 다음과 같다.

- ① 시편 제작
- ② 낙하시험을 통한 기본 물성 획득
 - 반력(reaction force) 측정
 - 변위(displacement) 측정
 - 충격가속도 측정

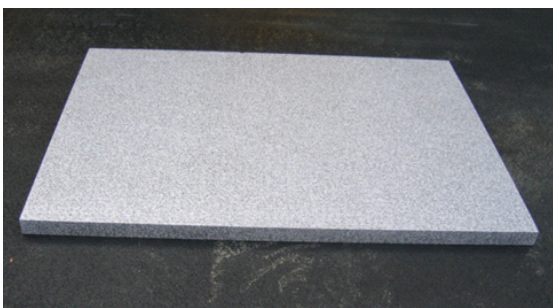


Fig. 4 EPP cushioning material

- ③ 기본 물성을 통한 동적 물성 분석
 - 정적 응력과 최대 충격 가속도 분석
 - 동적 응력-변형률 분석
 - 낙하 높이에 따른 동적 응력-변형률 분석

(1) 시편 제작

낙하 시험은 형상을 Fig. 5와 같이 ASTM D 1596에 의거하여 EPP 15배율, 30배율, 45배율의 sheet를 가로, 세로 각각 0.2 m, 높이 0.1 m의 시편으로 재단하여 제작하였다.

(2) 낙하 시험기 구조

Fig. 6은 시험에 사용된 낙하 시험기의 구조를 나타내고 있다. 낙하 시험기는 시편 상단에 임팩터를 위치시켜 하단에 위치한 시편에 낙하시킴으로써 시편의 거동 특성을 추출하는 장치이다. 임팩터의 질

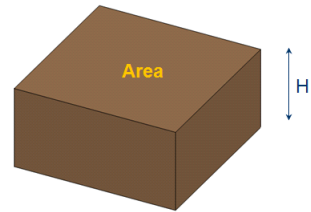


Fig. 5 A sample figure of drop test

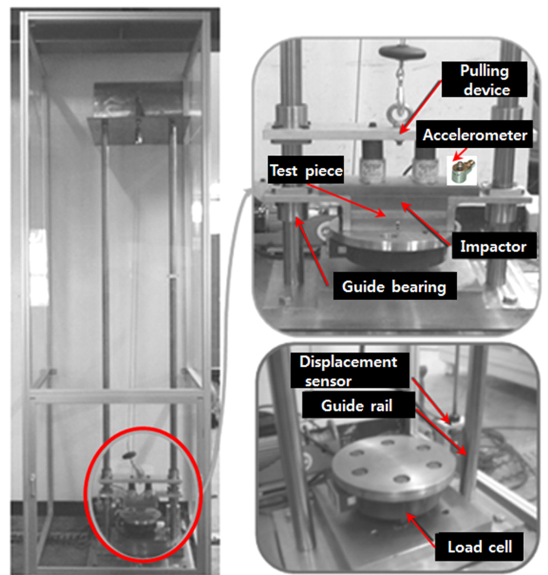


Fig. 6 A drop tester

량은 변경할 수 있으며 초기 높이를 조절하여 시편에 낙하시킴으로써 초기 속도 및 하중의 크기를 변경할 수 있다. 또한 변위 센서 및 로드셀을 이용하여 시편의 변형량 및 변형력을 동시간대에 측정할 수 있어 동적 물성치인 응력-변형률 선도를 추출할 수 있다. 추가적으로 임팩터에 가속도 센서를 부착하여 낙하 충격으로 인해 발생하는 충격 가속도를 측정할 수 있도록 하였다.

완충 소재의 시편 시험을 위해 낙하 하중은 임팩터의 무게를 20 kg부터 100 kg까지 20 kg단위로 변경해 가며 실험을 수행하였다.

낙하 높이는 완충 소재를 적용할 예정인 제품의 무게와 운용성을 고려하여 MIL-HDBK-304C에 제시된 0.76 m가 포함된 0.46 m~0.86 m까지 범위에 0.1 m 단위로 변화시켜 실험을 수행하여 총 75가지의 조합으로 3회 반복 시험을 하였다.

2.5 낙하 시험 결과 측정

반력(reaction force)은 로드셀로 측정하였으며 변위(displacement)는 변위센서로 측정하였다.

Figs. 7, 8, 9는 여러 시험의 조합 중 시편 100 kg, 0.76 m 낙하 시 EPP 45배율에 작용하는 반력(reaction force)과 변위(displacement) 및 충격 가속도의 측정값이다.

시험 시 센서에 유입되는 노이즈 및 충격파의 영향으로 발생하는 고주파 신호들은 참값을 유추하는데 불리한 영향을 준다. 이에 주파수 300 Hz의 2차 butter-worth 저역 통과 필터를 사용하였다.

2.6 낙하 시험 결과 분석

(1) 정적 응력과 최대 충격 가속도 분석

정적 응력은 식(1)과 같이 임팩터의 하중을 접촉 면적으로 나눈 값으로 완충 소재가 충격을 받지 않은 상태에서의 응력을 의미한다.

$$\text{정적 응력}(static\ stress) = Weight / Area \quad (1)$$

낙하 높이의 변화(ΔH)는 곧 초기 속도의 변화를 의미하며 이는 식(2)와 같이 환산할 수 있다. 식(2)에서 g는 중력가속도($9.8\ m/s^2$)를 뜻한다.

$$V = \sqrt{2g\Delta H} \quad (2)$$

Figs. 10~12는 측정된 결과를 바탕으로 정적 응

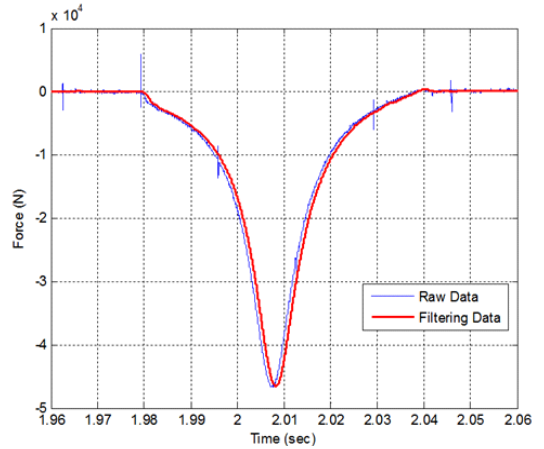


Fig. 7 Measured reaction force results of EPP 45, dropped 100 kg weight at 0.76 m

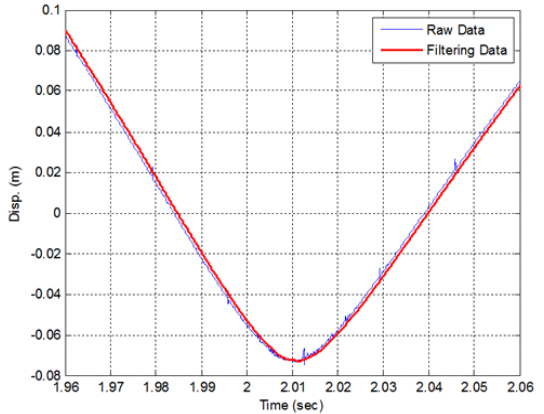


Fig. 8 Measured displacement results of EPP 45, dropped 100 kg weight at 0.76 m

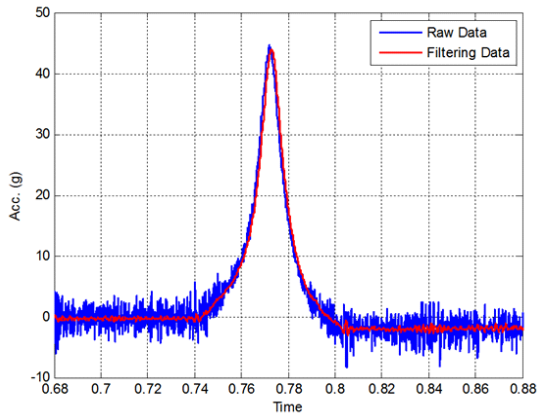


Fig. 9 Measured acceleration results of EPP 45, dropped 100 kg weight at 0.76 m

력(static stress)과 최대 충격 가속도의 관계를 EPP의 배율별로 나타낸 것이다. Figs. 10~12와 같이 정적 응력과 최대 충격 가속도는 일정한 비례관계에 있지 않으며 특정한 구간에서 최대 충격 가속도의 최소값이 존재함을 알 수 있다. 이는 Fig. 3에서 보인 저밀도 폼(form) 재료의 물리적 특성에 기인한다. 즉, 하중이 너무 작으면 작은 변형으로 재료의 압축과정을 거치지 못하고 구역(zone) 1 수준에 머물게 되어 탄성 영역의 특성을 보이게 되나 적절한 수준이 되면 재료가 급격히 압축되어 구역(zone) 2의 특성을 보이게 된다. 이 과정에서 뛰어난 충격 흡수 능력을 보이게 된다. 그러나 더 큰 하중이 걸리게 되면 압축 과정이 모두 끝나며 더 이상 압축되지 못해 큰 강성 증가의 특성을 보이는 구역(zone) 3의 영역에 도달하게 되어 최대 충격가속도가 크게 증가된다. 따라서 구역(zone) 2 수준에 맞는 적절한 하중을 유도하는 것이 가장 유리한 최적의 정적 응력을 유발하여 충격 완충에 매우 유리하다.

Fig. 10에서 EPP 15배율의 경우 최적의 정적 응력구간(optimal range)은 20 kPa이후에서 존재함을 알 수 있으며 시험 하중의 제약으로 100 kg을 넘어서는 고하중이 작용하면 Figs. 11~12와 같은 최대 충격가속도가 크게 증가하는 구간이 존재할 것으로 판단된다.

Fig. 11에서 EPP 30배율의 경우 최적의 정적 응력구간(optimal range)은 10 kPa~15 kPa사이임을 알 수 있다.

Fig. 12에서 EPP 45배율의 경우 최적의 정적 응력구간(optimal range)은 5 kPa~10 kPa사이임을 알 수 있다.

정적 응력과 최대 충격가속도 분석을 통해 시스템의 낙하 시 하중과 충격이 발생하는 접촉면의 면적이 완충에 있어서 매우 중요한 요소임을 확인할 수 있었다. 따라서 시스템의 하중과 낙하 조건을 알고 있다면 우수한 충격 흡수를 할 수 있는 완충 소재 선정과 낙하 면적을 고려한 적합한 완충재의 형상 설계가 가능하다.

(2) 동적 응력과 변형률 분석

낙하 시험 시 시편에 작용하는 동적 응력(σ)과 변형률(ϵ)은 각각 식 (3), (4)와 같이 나타낸다.

$$\sigma = \frac{\text{ReactionForce}}{\text{Area}} \tag{3}$$

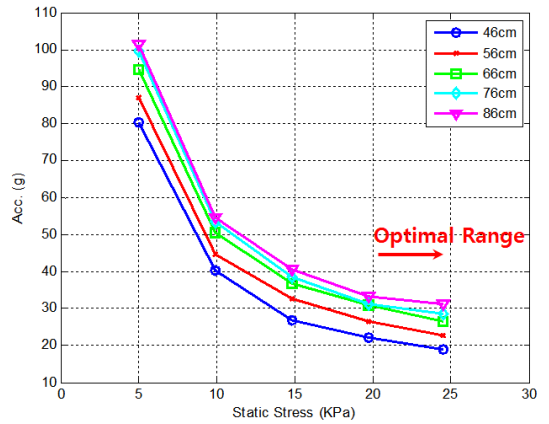


Fig. 10 Static stress and acceleration of EPP 15 for drop height

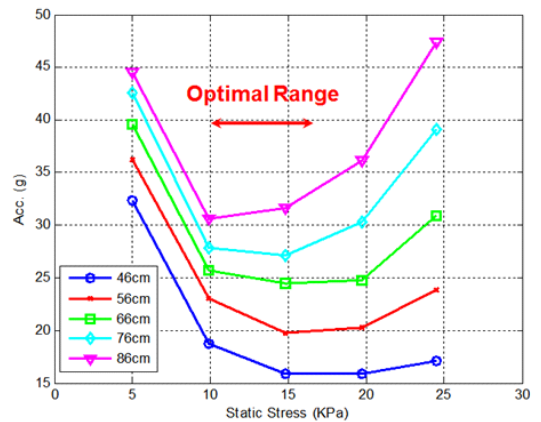


Fig. 11 Static stress and acceleration of EPP 30 for drop height

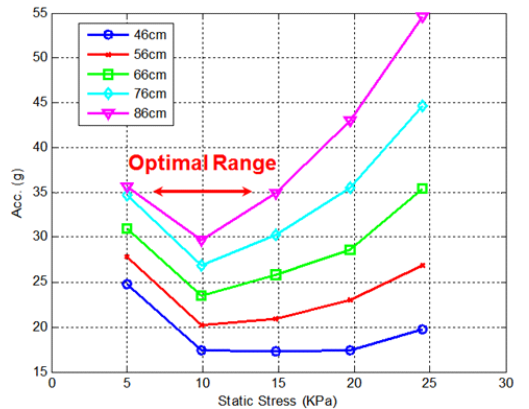


Fig. 12 Static stress and acceleration of EPP 45 for drop height

$$\epsilon = \frac{\Delta H}{H} \tag{4}$$

Figs. 13 ~ 15는 EPP 15, 30, 45배율 시편에 100 kg의 하중과 0.76 m의 낙하 높이를 기준으로 수행한 실험 결과를 바탕으로 동적 응력-변형률 나타낸 것이다. 각 시편은 압축(loading) 및 복원(unloading)과정이 큰 히스테리시스(hysteresis)를 가짐을 확인할 수 있으며 이를 통해 EPP 15, 30, 45배율의 압축 특성을 확인할 수 있다.

(3) 낙하 높이에 따른 동적 응력과 변형률 분석

Figs. 16 ~ 18은 EPP 15, 30, 45배율 시편의 낙하 높이에 따른 동적 응력-변형률을 나타낸 것이다.

변형률 0.5이하에서는 큰 차이를 보이지 않으나 그 이상인 경우는 차이가 점차 벌어져서 초기 속도가 빠를수록 큰 응력의 변화를 보임을 알 수 있다.

문헌 자료에서는 충격 속도에 따라 대단히 큰 비선형 특성이 존재한다고 알려져 있다. 그러나 이는 큰 속도의 차이를 기준으로 분석된 것으로 이 연구와 같은 수준의 속도 차이에서 변형률 0.5이하는 큰 차이가 없음을 확인할 수 있다.

2.7 유한요소 충격 해석

완충 소재를 적용한 형상을 설계하고 시제품을 제작하여 시험을 통해 완충 소재의 성능을 확인하기 위해서는 많은 시간과 비용이 필요하다. 이러한 시간과 비용을 절감하기 위해 유한요소 해석을 이용하여 최적 형상에 대한 사전 검토가 필요하다.

해석 조건은 완충 소재가 적용되는 실제 제품에 요구되는 기능 충격 규격과 무게, 적용 가능한 완충 면적을 분석하여 결정하였다.

제품의 기능 충격 규격은 00 g이며 제품의 무게 약 00 kg과 완충재의 면적, 낙하 시험 규격 높이인 0.76 m를 고려할 때 Fig. 12의 EPP 45배율에서 5 kPa의 정적응력을 제품에 적용하는 것이 적합하다고 판단하였다.

따라서 무게 00 kg, 높이 0.76 m, 5 kPa의 정적응력을 갖는 EPP 45배율의 기본 시편 형상에 대한 충격 해석을 수행하였다.

해석 모델은 Fig. 19와 같이 낙하 시험 시편과 동일하게 모델링하였다. EPP 모델의 바닥은 강체벽

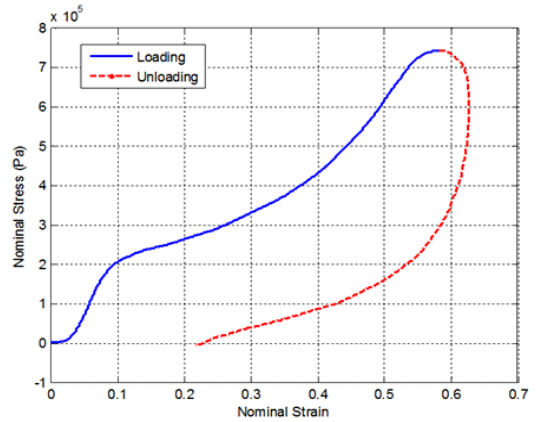


Fig. 13 Dynamic stress and strain of EPP 15, dropped 100 kg wight at 0.76 m

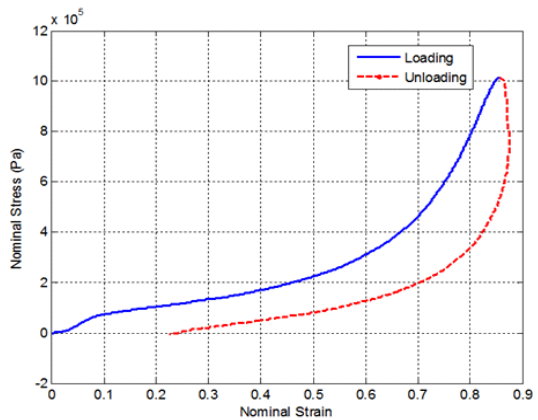


Fig. 14 Dynamic stress and strain of EPP 30, dropped 100 kg wight at 0.76 m

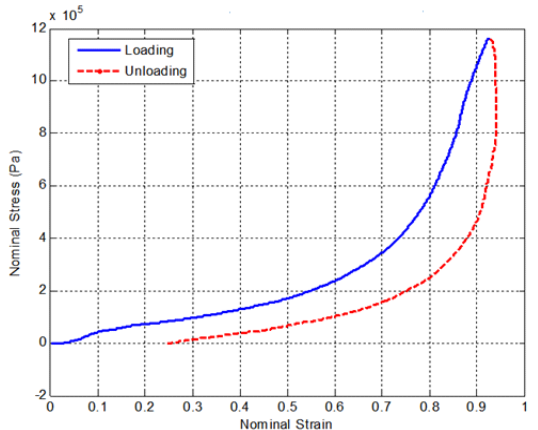


Fig. 15 Dynamic stress and strain of EPP 45, dropped 100 kg wight at 0.76 m

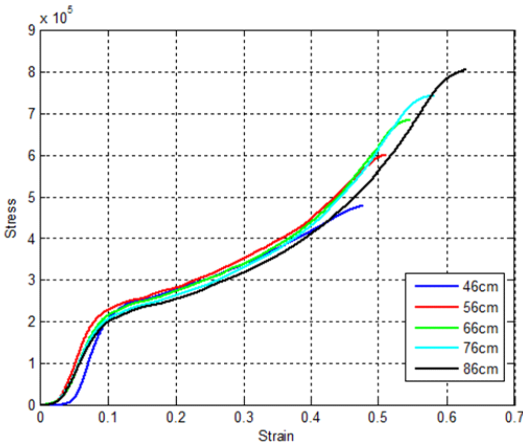


Fig. 16 Dynamic stress and strain of EPP 15 for drop height

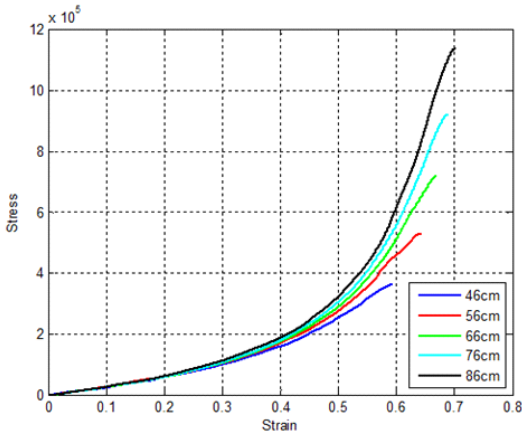


Fig. 17 Dynamic stress and strain of EPP 30 for drop height

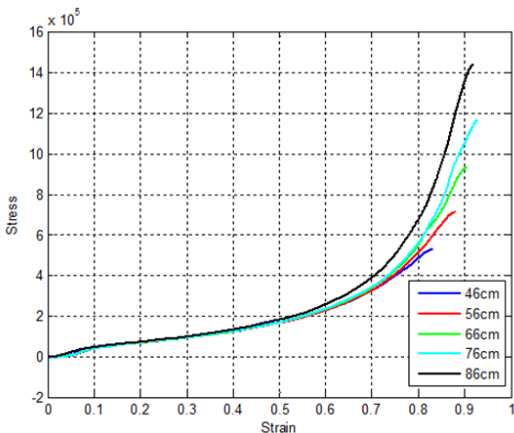


Fig. 18 Dynamic stress and strain of EPP 45 for drop height

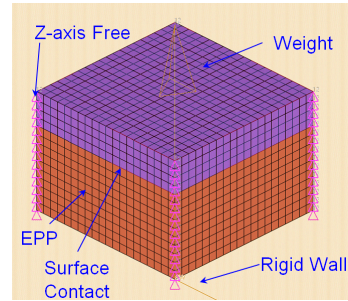


Fig. 19 Analysis model of EPP 45 dropped 20 kg weight at 0.76 m

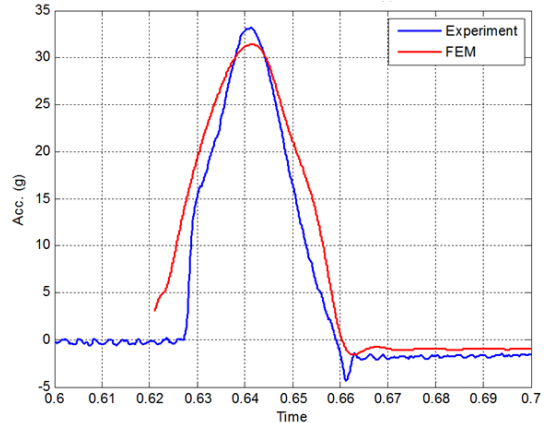


Fig. 20 Comparison of measured and FE analysis acceleration results of EPP 45, dropped 20 kg weight at 0.76 m

(rigid wall)로 모델링하였으며 EPP 모델과 임팩터 (weight)는 면접촉(surface contact)조건을 부여하였다. 구속 조건은 실험과 유사하게 Z방향만 자유도를 적용하였다. 해석용 프로그램은 LS-Dyna를 이용하였으며 EPP 재료의 물성은 LS-Dyna에서 지원하는 재료 카드 MAT_57(MAT LOW DENSITY FOAM)을 이용하였다. 2.6절에서 분석한 동적 응력-변형률 선도를 입력하였다. 초기 속도는 식 (2)를 이용하였으며 해석시간은 100 msec로 설정하였다.

금대현은 실험에서 측정된 가속도와 해석에서 구한 가속도를 비교하여 최대 충격 가속도 값과 충격 지속시간이 유사함을 통해 신뢰성을 확보하였다⁽³⁾.

완충 소재가 적용되는 제품은 휴대용 유도무기로 외부 충격에 취약한 구성품으로 이루어져있다. 특히 휴대 시 발생하는 낙하 충격은 제품의 기능 불량과 파손에 심각한 영향을 끼쳐 낙하 시험 및 해석에서

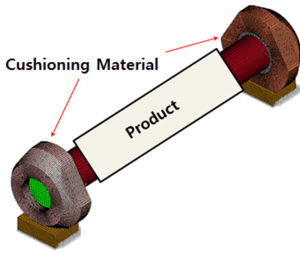


Fig. 21 Analysis model of EPP 45 cushion package

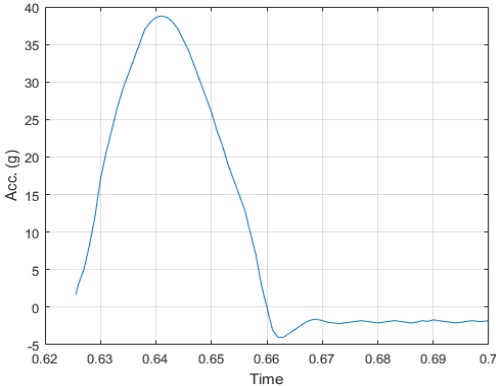


Fig. 22 FE analysis acceleration results of Fig. 21 dropped at 0.76 m

의 가속도 결과가 완충 소재의 설계에 큰 영향을 미친다. 이를 바탕으로 이 연구에서는 시험과 해석의 충격 가속도 결과를 비교하는 것으로 해석 모델의 유효성을 확인하였다.

Fig. 20은 시험과 해석의 가속도 결과를 비교하여 나타낸 것이며 최대 충격가속도의 오차는 5.8%, 충격 지속시간은 12.5%로 유사한 결과를 확인하였다. Fig. 21과 같이 EPP 45배울을 반영한 실제 제품의 완충 소재 형상을 설계하였으며 Fig. 19의 해석 조건을 적용하여 충격 해석을 수행한 결과가 Fig. 22와 같이 기능 충격 규격인 00g를 만족하는 것을 확인하였다.

3. 결 론

이 연구에서는 저밀도 폼(foam) 중 EPP 완충 소재를 기준으로 낙하 시험을 통해 반력, 변위, 충격 가속도 등과 같은 기본 물성치를 획득하였다. 그리고 획득한 물성치를 분석하여 완충 소재가 가지는 정적 응력, 압축 특성, 동적 응력, 변형률과 같은 완

충 특성을 확인하였다. 특히 정적 응력과 최대 충격 가속도 분석을 통해 시스템의 낙하 시 하중과 충격이 발생하는 접촉면의 면적이 완충에 있어서 매우 중요한 요소임을 확인할 수 있었다. 또한 시험 시편을 해석 모델로 하여 무게 00kg, 높이 0.76m, 5kPa 정도의 정적응력을 갖는 EPP 45배울의 충격 해석을 수행하여 시험과 유사한 가속도 결과를 확인하였다.

이 연구에서 제시한 낙하 시험 방법으로 EPP이외에 다른 완충 소재의 물성치를 획득하고 분석하는 용도로 활용할 수 있을 것으로 기대한다.

References

- (1) Park, Y. S., Hong, S. C., Pak, C. H. and Cho, H. B., 1994, The Prediction of Results of Drop Test Through Shock Analysis, Transactions the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 4, No. 3, pp. 345~352.
- (2) Jea, Y. O. and Won, T. K., 2004, Selection of Optimal Cushioning Package by Comparing Dynamic and Static Characteristics, Journal of the Institute of Industrial Technology, Vol. 12, pp. 83~87.
- (3) Kum, D., Kim, W. and Park, S. H., 2004, Optimal Design for Cushioning Package of a Heavy Electronic Product Using Mechanical Drop Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 128~135.
- (4) Choi, K., Kang, W., Kim, G. and Kim, S., 2009, High Strain Rate Compression Behavior of EPP Bumper Foams, Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 17, No. 4, pp. 118~125.
- (5) MIL-HDBK-304C, Package Cushioning Design.
- (6) MIL-STD-2073-1, Standard Practice for Military Packaging.



Geun-Suk Gil received the B.S. degree in mechanical engineering from chungnam Univ in 2006. He is a research engineer at LIG Nex1 Co. Ltd. His research interest is Missile System Design and Mechanical Engineering.

환경소음에 의한 피해의 경제적 가치 추정: 군사격장 주변 토지 가격 분석

Evaluating the Economic Value of Damages from Environment Noise: Analysis of Land Prices Around a Military Live-fire Complex

이민주* · 박인권† · 장서일** · 이재관***

Minju Lee*, In Kwon Park†, Seo Il Chang** and Jae Kwan Lee***

(Received March 15, 2018 ; Revised August 1, 2018 ; Accepted August 1, 2018)

Key Words : Economic Valuation(경제적 가치 산정), Panel Analysis(패널 분석), Noise Map(소음지도), Live-fire Complex(사격장), Land Prices(토지가격)

ABSTRACT

This study estimates the economic value of the damage caused by the noise by analyzing land prices in the area around a military live-fire complex (LFC). To do this, we create a noise map based on the noise level measured in the LFC and surrounding area, and combine it with the data of 10 years of assessed value and characteristics for land in the surrounding area. Using the panel data, the effect of the noise from the LFC on land prices of the surrounding area is statistically analyzed. The results show that the level of land price decreases by about 4250 KRW/m²~5485 KRW/m² as the noise level increases by 10 dB(C), and that the growth of land price varies depending on the noise level of the area. The results will be able to be used to estimate the economic value of the noise damage from the LFC for the entire surrounding area as well as for individual parcels.

1. 서론

채석장, 사격장, 건설현장, 축제 등 소음을 발생시키는 시설 인근 주민들은 소음과 진동으로 인한 스트레스와 수면 방해, 청각 장애, 생활의 불편을 호소해왔다. 소음과 진동은 주거 및 생활환경의 악화뿐만 아니라, 축산업의 피해, 관광 및 서비스업의 위축 같은 산업 및 지역경제 측면에서의 피해도 발생시키는

것으로 보고되고 있다. 최근 들어 많은 사람들이 정온한 환경의 가치를 인식하게 되면서 이러한 피해에 대한 인식이 더욱 확대되고 있다.

그런데 소음은 다른 한편으로 사회적 편익을 창출하는 과정에서 발생하기 때문에, 그 원인을 단순히 제거하기 어려운 경우가 많다. 소음원의 제거 또는 방지를 위한 사회적 의사결정을 위해서는 원인 행위로 인한 피해와 편익을 비교할 필요가 있다. 일반적으로 환경오염에 의한 경제적 피해 또는 환경

† Corresponding Author ; Member, Department of Urban Administration, University of Seoul
E-mail : ikpark@uos.ac.kr

* Department of Urban Administration, University of Seoul

** Member, Department of Environment Engineering, University of Seoul

*** Member, Department of Energy Environment System Engineering, University of Seoul

A part of this paper was presented at the KSNVE 2017 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

개선으로 얻게 될 경제적 가치를 알아내는 것은 개인이나 정부가 가진 재원이 한정적인 상황에서 그들의 의사결정에 반드시 필요하다⁽¹⁾.

환경은 시장에서 거래되지 않는 재화이기 때문에 그 경제적 가치를 직접적으로 알기 어렵다. 그래서 간접적으로 환경가치를 추정하고 평가하기 위한 다양한 기법들이 개발되었다. 크게 보면 환경개선에 대한 지불의사액을 사람들에게 직접 물음으로써 그 가치를 추정하는 ‘명시선호(stated preference)방법’과 시장에서 거래되는 물건의 가격을 조사하여 이에 반영된 환경의 가치를 간접적으로 확인하는 ‘현시선호(revealed preference)방법’으로 구분할 수 있다⁽²⁾.

조건부가치추정법(contingent valuation method: CVM)은 명시선호방법의 대표적인 기법으로 직간접적으로 영향을 받는 당사자들이 직접 환경오염의 피해나 환경개선의 편익을 금전적 가치로서 평가한다. 국내에서는 소음, 대기오염, 황사, 산불, 유류오염 및 화학사고 등 다양한 환경오염에 의한 경제적 피해를 추정한 연구들이 이 방법을 이용하여 진행되었다. 다음으로 현시선호방법은 정오한 환경과 같은 비시장재화의 가치가 주로 해당 지역의 주택 및 토지 가격에 자본화되기 때문에 이들 부동산 가격을 분석함으로써 간접적으로 그 가치를 추정한다^(3,4).

국내에서 소음에 의한 피해의 경제적 가치를 추정한 연구들⁽⁵⁻⁸⁾은 주로 현시선호 방법을 이용하였다. 이들은 헤도닉 가격 모형(Hedonic price model)을 통해 항공기 소음이 주변지역의 주택가격에 미치는 영향을 분석하여 항공기 소음피해의 경제적 가치를 추정하였다. 이는 소음피해 유무나 정도를 파악하여 소음피해의 가치를 간접적으로 추정하는 것이다. 선행 연구들은 공통적으로 소음이 주택가격에 부정적인 영향을 미치는 결과를 보였다. 이 연구와 유사하게 소음 피해 정도에 따른 경제적 가치를 추정한 연구들은 대략 소음 10 dB당 주택가격의 7%~9% 정도가 하락함을 확인하였다.

그러나 아직까지 군사격장에서 발생하는 소음 및 진동에 의한 피해의 경제적 가치를 추정한 연구는 많지 않다. 각종 화기를 이용한 주·야간 사격훈련이 이뤄지는 군 사격장의 경우, 소음 강도가 높고 발생 시간이 불규칙하고 소음의 질적 측면에서도 자극적이다⁽⁹⁻¹¹⁾. 따라서 항공기 소음 연구결과를 그대로 적용하기는 어려워 보인다.

이에 이 연구에서는 현시선호방법을 이용하여, 최근 10년간 ○○사격장 주변지역의 토지 가격을 분석함으로써 군사격장 주변 지역에서 발생하는 소음 피해의 경제적 가치를 간접적으로 추정하고자 한다.

2. 자료 및 방법

2.1 분석대상 및 자료

(1) 사례지역 및 토지 자료

연구에서 다루는 군사격장 사례는 수도권 지역에 위치한 13.5 km² 규모의 종합 사격훈련장인 ○○사격장이다. 이 사격장에서는 연간 약 270여 일에 걸쳐 전차, 헬기, 소총, 박격포 등의 사격훈련이 진행되고 있다.

연구의 공간적 범위는 ○○사격장의 소음 피해를 직접적으로 받는 사격장 인접지역 3개 면과 이들 지역과 지역적 특성이 유사하나 사격장에 의한 직접적인 피해는 비교적 적은 2차 주변지역 3개 면, 총 6개 면을 대상으로 한다. 시간적 범위는 2006년부터 2016년까지로 약 10년의 기간이며, 분석을 위해 2006년, 2011년, 2016년의 패널 자료를 구축하였다.

토지 가격 자료는 연구 대상 지역 내 토지 중 국가에서 발표하는 공시지가 산정의 표본이 되는 ‘표준지’ 711개 필지에 대한 공시지가를 이용하였다. 표준지 공시지가와 필지 특성 자료는 국토교통부 부동산 공시가격 알리미⁽¹²⁾에서 취득하였다. ○○사격장 및 주변지역의 필지, 도로, 공공시설, 하천 등의 각종 공간정보데이터는 해당 지자체 홈페이지, 국가공간정보포털⁽¹³⁾, 지능형교통체계 표준노드링크관리시스템⁽¹⁴⁾ 등으로부터 확보하였다. 이외에 부동산 가격에 영향을 미칠 수 있는 도로, 하천, 공공시설 등은 각 필지와와의 거리를 구해 변수로 활용하였다.

(2) 소음 측정 및 소음지도 작성

소음측정은 사격장 인근의 14개 지점을 선정하여 측정하였다. 1회 측정 시 최소 3개소에서 동시 측정을 진행하였다. 등가소음도(Leq, dB(C)), 최고소음도(Lmax) 등을 측정하여 사격장 주변지역의 소음도를 평가하는 데 사용하였다. 국내에서는 사격장 소음에 대한 평가기준이 마련되어 있지 않아 연구 지역의 측정 소음도의 평가는 등가소음도(Leq, dB(C))를 사용하였다. 지상화기의 소음관련 규정을 가지고 있는 일본의 사례를 보면 소형화기의 소음평가는 A가중

특성, 대형화기 소음평가를 위해서는 C가중특성을 이용한다⁽¹⁵⁾. 해당 사격장의 경우 대형화기의 훈련이 주로 소음피해를 유발하는 지역이기 때문에 C가중특성을 이용하여 소음 측정과 평가를 진행하였다.

소음지도는 소음측정 결과를 바탕으로 작성하였다. 3차원 모델의 지형 제작은 국토지리정보원에서 제공하는 수치지형도를 이용하였으며, 사격소음 평가레벨의 계산은 SoundPLAN 7.4를 사용하였다. 소음지도의 일반적인 소음원인 도로교통 소음의 영향을 제외하고 사격장 내부에서 발생하는 사격소음만을 소음원으로 하여 모델을 제작하였다. 3차원 모델에는 2개의 소음원을 입력하였다. 실제 사격장에서 주로 사격이 이루어지는 2곳의 사격장에 각각 입력하였으며, 각 소음원에서 방출되는 소음의 음향파워레벨(PWL)은 현장 측정당시 수집한 음압레벨(SPL) 값에서 역산한 수치를 적용하였다⁽¹⁶⁾. 3차원 모델에 삽입한 소음원에는 음향파워레벨 뿐만 아니라 각 시간대별 소음발생 횟수 혹은 시간을 입력해 주어야 하며 이 연구의 경우 화기의 발사 횟수를 입력해 주었다. 1회 발사 시 소음이 지속되는 시간을 1초로 가정하여 입력해 주었으며, 1시간 단위로 입력하였

다. 음향파워레벨과 사격횟수는 Fig. 1과 같다.

3 dB(C) 이내의 오차를 보이는 것으로 검증이 완료된 모델에 해당 사격장의 연간 사격횟수, 연간 훈련일 정보를 활용하여 계산한 연평균 사격횟수를 기반으로 연평균 소음지도를 작성하였다. 연평균 소음지도를 경제성 분석에 사용하기 위해 평면 소음지도(grid noise map)의 형태로 작성하였다. ‘소음진동관리법, 소음지도의 작성방법’에서는 격자의 크기를 10 m 이하로 작성할 것을 원칙으로 하고 있다. 그러나 본 연구에서는 토지이용 상황이 대체로 균질적인 농촌지역을 대상으로 매우 광범위한 지역에 대해 소음지도를 작성하기 때문에 계산가능성을 고려하여 격자의 크기를 500 m로 설정하였다. 또한 500 m 격자를 사용할 경우 동일 부락 내에서 소음도가 다양하게 예측되어 피해지역 등급구분이 어렵게 되는 문제를 최소화 할 수 있다. 제작된 평면 소음지도에서 Leq 35 dB(C)~75 dB(C) 범위의 소음등고선을 추출하여 경제적 피해 추정에 사용하였다.

사격훈련은 주야 구분 없이 이뤄지는 경우가 많지만 현장 측정당시 야간훈련이 거의 이뤄지지 않아 주간만 등가소음도만을 계산하였다. 최종적으로 제작된 연평균 사격소음지도(주간)는 Fig. 2와 같으며 이를 기반으로 경제적 피해 추정 연구를 진행하였다. 이 연구에서 중요하게 다루는 사격장 소음 변수는 ArcGIS를 이용하여 소음지도와 각 필지의 위치정보를 결합하여 각 필지에 해당하는 소음도를 도출하였다.

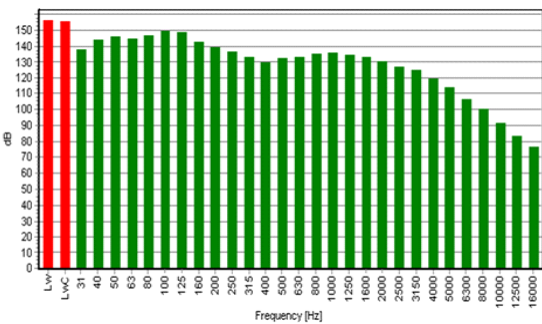
2.2 분석 방법

이 연구에서는 최근 10년간의 경제적 피해를 추정하기 위해 통계적 분석방법 중 하나인 패널분석(panel analysis)을 진행하였다. 패널 모형은 식 (1)과 같이 표준지 공시지가를 종속변수로 하고, 도로 접면, 용도지역 등 토지 가격에 영향을 주는 통제변수들과 이 연구의 관심변수인 사격장 소음 수준 변수를 설명변수로 하는 회귀모형이다. 또한 패널개체의 특성 오차항 u_i 를 확률변수로 가정하는 확률효과모형(random effect model)이다.

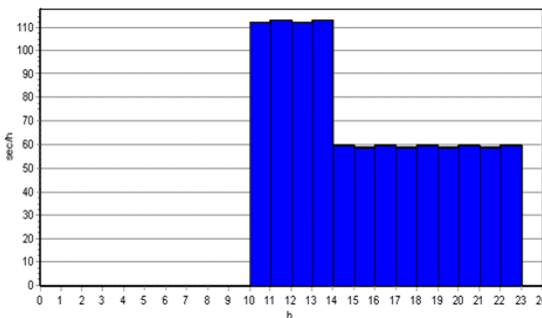
$$y = \beta_0 + x\beta + \alpha d + \gamma_1 d t_1 + \gamma_2 d t_2 + \delta_1 t_1 + \delta_2 t_2 + u_i + \epsilon \tag{1}$$

i : 필지

t : 시간(2006, 2011, 2016)



(a) Sound power level



(b) Number of firing

Fig. 1 Input data for heavy firearm

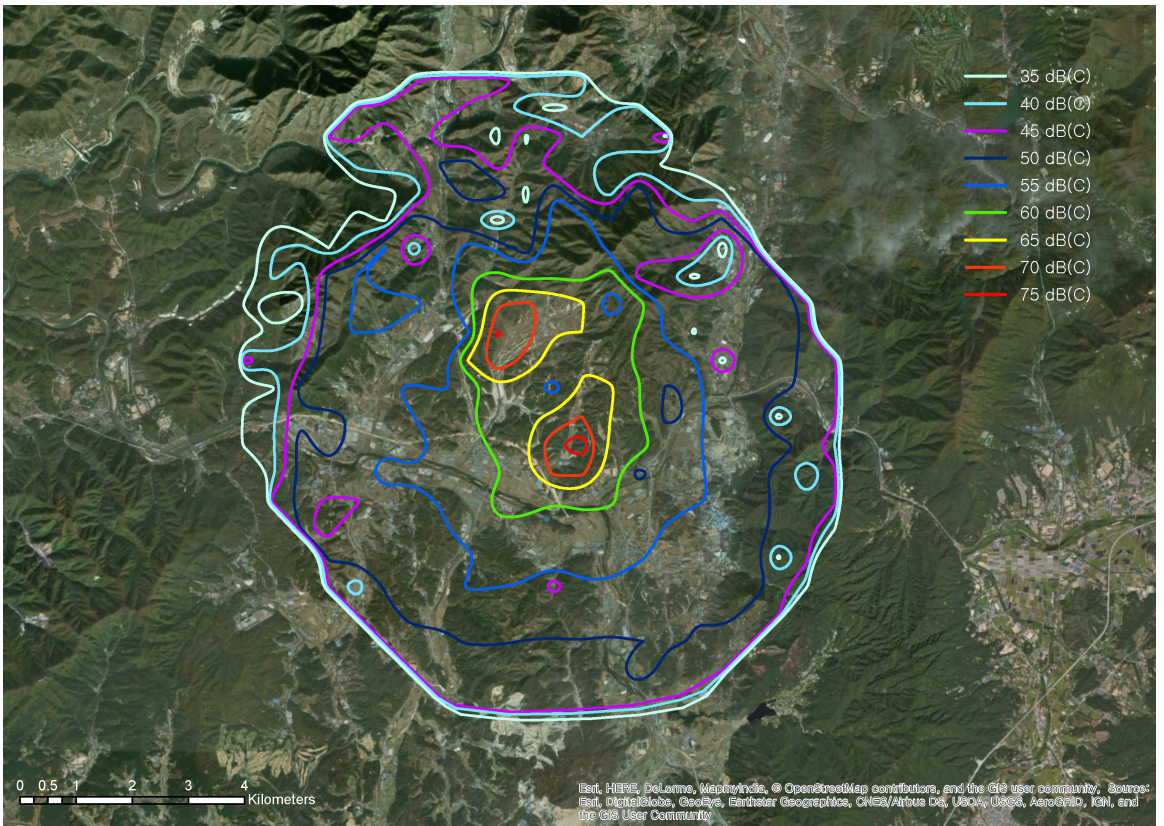


Fig. 2 Noise contours for firing in study area

- y : 표준지 공시지가(원/m²)
- x : 설명변수 벡터
- d : 필지별 사격장 소음도(dB)
- t_1 : 2011년 터미
- t_2 : 2006년 터미
- ϵ : 오차항

이 연구에 활용한 변수들은 Table 1과 같다. 먼저 종속변수는 10년간 표준지 공시지가(원/m²)이며, 독립변수는 사격장 소음, 각종 시설 근접성, 기타 필지특성을 나타내는 변수로 구분할 수 있다. 각 필지에 대한 사격장 소음은 해당 필지의 소음 지도상의 소음도(dB(C))를 나타낸다. 연구대상 소음원인 사격장에서 소음 이외의 일상 소음은 확률적 오차로 보고 이 모형에 포함시키지 않았다. 각종 시설 근접성은 해당 필지와 가장 가까운 공공 도서관과 도로(고속국도, 일반국도, 국가지원지방도, 지방도, 시군도)와의 거리(m)로 측정된다. 필지특성을 나타내는 변수로는 공시지가 공시 연도, 토지이용 및 용도지

Table 1 Definitions of variables

Category	Variable	Definition (Unit)
Dependent variable (y)	Land price	Assessed land value (₩/m ²)
	LFC noise	Level of noise from the live-fire complex(LFC (dB(C)))
Explanatory variables (x)	Public facilities	Distance between the parcel and the nearest library (m)
	Distance to road	Distance between the parcel and the nearest road
	Year	Dummies for year of land assessment (base=2006)
	Land use	Dummies for actual land use (base=dry field)
	Zoning	Dummies for zoning (base=agriculture & forestry)
	Adjacency to road	Dummies for the types of the adjacent roads (base=small roads of width less than 8 m)
	Year*noise	Interaction term between year and LFC noise

역, 도로접면 변수가 포함되었다. 마지막으로, 시간의 흐름에 따라 사격장 소음피해에 따른 지가 변화가 어떻게 나타나는지 확인하기 위해 연도와 필지별 사격장소음의 상호작용항(interaction term)을 포함했다. 이는 시간과 사격장소음의 효과를 동시에 고려하였을 때 지가에 미치는 영향을 보여주는데, 2006년과 비교하여 각각 2011년, 2016년에 지가에 대한 소음도의 영향이 어떻게 변화하는지 보여준다.

주요변수들의 기초통계를 보면, 분석대상 필지 수는 총 2133개(711개 필지의 3개년) 총 토지 가격의 평균가격은 약 64102 원/m²으로 나타났다. 분석대상 필지 711개 중 소음지도가 그려진 범위 내에 위치하는 필지(사격장 소음의 직접적인 피해를 받는 지역의 필지)는 188개로, 이들 필지의 사격장 소음도의 평균은 52.6 dB(C)이다. 이외의 필지들은 사격장 소음의 직접적인 피해가 없는 것으로 간주해 소음도를 0 dB(C)로 적용하였기 때문에 분석 대상 전체 필지들의 사격장 소음 평균값은 약 14 dB(C)로 낮게 나타났다. 최고소음도는 75 dB(C) 이상인 것으로 나타났다.

3. 분석 결과

3.1 모형 분석 결과

패널 모형의 추정결과는 Table 2에 제시된 바와 같다. 전반적인 모형의 성능이 양호하고 개별 변수에 대한 계수 추정치도 예상과 일치한다. R-제곱 값은 이 모형이 분석 대상 지가를 결정짓는 요인의 67.83 %를 설명하고 있음을 보여준다. 또한 소음 크기가 토지 가격에 통계적으로 유의하게 부정적 영향을 미치고 있음을 확인할 수 있다.

Table 2에서 각 계수 추정치(estimates)는 해당 독립 변수만 1단위 증가할 때의 종속변수인 지가(원/m²) 변화를 나타낸다. 다만 연도(year), 토지이용(land use), 용도지역(zoning), 인접 도로(adjacency to road)는 더미변수로서 이들 변수의 기준이 되는 특성과 비교하여 분석대상 필지가 갖는 특성이 지가 변화에 미치는 효과를 보여준다. 예컨대 연도변수는 2006년을 기준으로 각각 2011년, 2016년으로 시간이 흘렀을 때의 지가 변화를 보여준다. 구체적인 분석 결과는 다음과 같다.

먼저 연도 더미(year)의 계수 추정치를 보면, 대상

Table 2 Estimates for the panel model

Variables		Estimates	
Year	2011	2766.35**	
	2016	17479.3***	
LFC noise		-483.6013***	
Public facilities (library)		-4.123597*	
Distance to road	National expressway	-2.697173*	
	National highway	6.197148	
	Nationally supported road	1.983619	
	Provincial road	-6.240587*	
	City road	0.167023	
Year*Noise	2011	58.61617*	
	2016	-64.92463*	
Land use	Golf course	-20217.3	
	Industrial use	39683.69	
	Orchard & paddy, etc	1971.649	
	Multiplex house & apartment	17453.49	
	Single-family house	19411.15**	
	Commercial & condo, etc	139175.7***	
	Amusement park	-41307.88	
	Natural & artificial forest	-10594.74	
	Other residential or vacant	27086.65**	
	Residential-commercial mixed	82090.06***	
	Land for forest	-5561.489	
	Others	12927.09	
	Zoning	Residential 1	58257.45**
		Residential 2	68922.81***
		Planned control	11732.4***
Control		2078.983	
Quasi-residential		204506.7***	
Conservation & control		2435.805	
Production & control		-261.4387	
Production & green		15545.25	
Commercial		438500.4***	
Natural green		22609.63	
Natural environment		10606.2*	
Adjacency to road	Industrial	135710.4	
	Adj. to small road(s) and to smaller auto road(s)	-3297.788	
	Only one side adj. to a small road of width 8~12 m	-4503.878	
	Adj. to middle roads and to small or smaller auto road(s)	1415.916	
Only one side adj. to a middle road of width 12~25 m	72054.67***		
Cons		138544.1	
Observations		2133	
Groups		711	
R-squared		0.6783	
Chi2(40) (Prob.> Chi2)		2205.47 (0.0000)	

*p < 0.10, **p < 0.05, ***p < 0.01

지역 표준지 공시지가는 2006년에 비해 2011년에 평균적으로 약 2766 원/m², 2016년에 약 17479 원/m²이 상승한 것을 보여준다. 그런데 소음도(LFC noise) 변수의 계수 추정치는 필지의 소음도가 높아질수록 지가는 하락하는 것을 보여준다. 2006년 기준으로 사격장 소음이 10 dB(C) 높아질 때 지가는 평균적으로 4836 원/m²이 하락하는 것으로 나타났다. 또한 시간의 흐름에 따른 사격장 소음피해의 변화를 보여주는 연도와 사격장 소음과의 상호작용항 변수 (year*noise)는 2011년에는 양(+58.6)의 계수, 2016년에는 음(-64.9)의 계수를 갖는다. 이 상호작용항 계수를 사격장 소음도 변수 계수와 합산하면 해당 연도의 소음의 지가 하락 효과를 구할 수 있다. 즉, 사격장 소음이 10 dB(C) 증가할 때 2011년에는 토지가격 감소폭이 2006년보다 586 원/m²이 적은 4250 원/m²이었다가 2016년에는 649 원/m²이 많은 5485 원이다. 2006~2016년 기간 동안 사격장 소음에 따른 이러한 토지가격 감소 효과는 토지가격의 약 7%~9% 정도에 해당하는 가치로서, 항공기 소음에 의한 피해액에 관한 선행연구 결과와 비교하면 대체로 유사한 수준이다.

모형 추정결과를 바탕으로 사격장 소음피해에 따른 각 시점별 지가 감소를 산출하면 Table 3과 같다. 여기서 각 소음 구간별 ‘평균지가(mean price)’는 사격장 소음도가 해당 구간에 속하는 토지들의 연도별 실제 평균지가(원/m²)를 나타낸다. ‘사격장 소음에 의한 지가 감소액(price drop due to LFC noise)’은 각 소음 구간에 속하는 토지들의 평균 사격장 소음도로 인해 발생하는 지가 감소액으로서, Table 2에 제시된 사격장 소음도 및 상호작용항 계수 값에 각 소음 구간의 평균 소음 수준을 곱한 후 합산하여 산출한 값이다. 예컨대 사격장 소음이 70 dB(C) 이상인 지역의 2006년도 실제 평균 지가는 4733 원/m²인데, 만약 사격장 소음이 없었다면 지가는 평균적으로 35464 원/m² 더 높아졌을 것이라는 의미이다. 한편 사격장 소음구간 0 dB(C)~35 dB(C) 구간의 지가 감소액이 0으로 한 것은 35 dB(C)이 속면을 취하는데 지장이 없을 정도의 낮은 소음이어서 지가에 대한 영향이 없을 것으로 판단되기 때문이다.

먼저 동일 시점에 대해 여러 사격장 소음도 수준의 지역 간 비교를 해보면, 소음이 지가 수준에 미치는 부정적 정태(static) 효과를 파악할 수 있다. 분

Table 3 Land price reduction due to noise

(Unit: W/m ² ; %)		2006	2011	2016	Change over 10 years
Mean price	70 dB(C) or higher	4733	6267	7633	+2900 (+61.3 %)
	60 dB(C)~70 dB(C)	12 790	18 280	22320	+9530 (+74.5 %)
	50 dB(C)~60 dB(C)	37 652	46 412	55 675	+18 023 (+47.9 %)
	35 dB(C)~50 dB(C)	16 197	21 897	28 191	+11 994 (+74.1 %)
	0 dB(C)~35 dB(C)	64 545	71 055	85 390	+20 846 (+32.3 %)
Price drop due to LFC noise	70 dB(C) or higher	-35 464	-31 166	-40 225	-4761 (-13.4 %)
	60 dB(C)~70 dB(C)	-30 467	-26 774	-34 557	-4090 (-13.4 %)
	50 dB(C)~60 dB(C)	-26 380	-23 183	-29 922	-3542 (-13.4 %)
	35 dB(C)~50 dB(C)	-21 739	-19 104	-24 658	-2919 (-13.4 %)
	0 dB(C)~35 dB(C)	0	0	0	-

석대상 필지들의 소음구간별 평균지가를 보면, 소음피해가 큰 지역의 지가가 낮은 것을 확인할 수 있다. 한편 각 연도별로 소음에 의한 지가 감소는 소음이 큰 구간일수록 높게 나타나 소음 증가에 따른 지가 하락의 경향을 확인할 수 있다.

다음으로 소음구간별로 시간의 경과에 따른 지가 변화를 보면 소음이 지가 상승에 미치는 부정적인 동태(dynamic) 효과를 확인할 수 있다. 소음 구간별 10년간 평균 지가 증가를 보면, 2900원/m²(70 dB(C) 이상 지역), 9530 원/m²(60 dB(C)~70 dB(C) 지역), 18023 원/m²(50 dB(C)~60 dB(C) 지역), 11994 원/m²(35 dB(C)~50 dB(C) 지역), 20846 원/m²(0 dB(C)~35 dB(C) 지역)으로 소음 수준이 높은 지역일수록 평균 지가 ‘상승액’이 낮지만, ‘상승률’의 측면에서는 일관된 경향을 찾기는 어렵다. 한편 소음에 따른 지가 ‘감소액’의 동태적 변화는 소음피해가 큰 지역일수록 더 크지만, 10년간 ‘감소율’의 측면에서는 소음 수준에 따른 차이가 13.4%로 일정하다. OECD에서 발표한 2006~2016년 우리나라의 연평균 물가상승률 2.3%⁽¹⁷⁾ (10년간 25.5%)을 고려할 때, 소음에 따른 지가 하락 효과는 오히려 소폭 감소했다고 할 수 있다.

이러한 결과는 사격장 소음 피해의 경제적 가치를 추정하는 데 이용될 수 있다. 먼저, 개별 토지에 대한 피해액을 산정할 수 있다. 개별 토지의 사격장 소음도를 정확하게 측정할 수 있다면 Table 2의 계수를 바로 적용해서 구할 수 있고, 대략적인 소음의 범위를 예측할 수 있다면 Table 3의 ‘사격장 소음에 의한 지가 감소액(price drop due to LFC noise)’을 적용하여 구할 수 있다. 사격장 소음 피해 법적 보상이 이뤄져야 하는 경우에도 제도 실행의 안정성과 편의성을 위해서 이 감소액 표와 유사한 형태의 비준표를 이용할 수 있을 것이다. 다음으로, 사격장 소음 영향을 받는 지역 전체의 피해 규모를 산정할 수 있다. 개별 토지에 대한 사격장 소음도를 산출하여 정확한 피해액을 구한 뒤 모든 토지에 대해 이를 합산하면 된다. 대략적 규모를 예측하기 위해서는 Table 3을 이용하여 각 소음 구간에 속하는 토지의 면적에 ‘지가 감소액’을 곱하여 합산하는 식으로 구할 수도 있을 것이다.

한편 소음 이외의 다른 변수들이 지가에 미치는 효과는 예상과 일치한다. 먼저 공공시설 및 도로 접근성을 나타내는 변수 중 도서관(library), 고속국도(national highway), 지방도(provincial road) 등과의 거리변수는 음의 계수를 갖기 때문에 해당 시설과의 거리가 가까울수록 토지 가격이 높다. 다음으로 필지 특성에 따른 지가 수준이다. 토지이용(land use) 측면에서는 단독주택(single-family house), 상업용 및 콘도(commercial & condo, etc), 주거기타 및 주거나지(other residential or vacant), 주상기타 및 주상용(residential-commercial mixed)으로 활용되는 토지변수들의 계수 값이 모두 양으로 나타나, 기준 용도인 ‘밭’보다 더 지가가 높은 것으로 확인되었다. 용도지역(zoning) 측면에서는 1종 및 2종주거(residential 1, 2), 계획관리(planned control), 준주거(quasi-residential), 일반상업(commercial)의 토지는 농림지역보다 더 지가가 높다. 마지막으로 도로와 접하지 않은 토지나 비교적 좁은 도로(폭 8 m미만)에 인접한 토지에 비해 중로(폭 12 m이상~25 m미만)에 접한 토지(only one side adj. to a middle road of width 12 m~25 m)의 지가가 더 높다. 요컨대 농업용으로 활용되는 토지에 비해 주거나 상업용 토지일수록 지가가 높고, 도로와 인접해 접근성이 좋은 토지의 지가가 높은 것으로 나타났다.

4. 결 론

이 연구는 수도권의 한 사격장을 사례로, 사격장에서 발생하는 소음이 주변 지역에 미치는 피해의 경제적 가치를 추정하였다. 이를 위해 사격장 및 주변지역에서 소음을 측정한 후 소음지도를 작성하고 10년간의 공시지가 및 토지 특성에 대한 자료와 결합하였다. 이렇게 구축된 패널 자료를 이용하여 사격장 소음이 주변지역의 토지 가격에 미치는 영향을 통계적 분석방법으로 분석하였다.

연구 결과 우리는 사격장에 의한 소음피해가 지가 수준과 지가 상승에 미치는 부정적인 효과를 확인하였다. 소음피해가 적은 지역에 비해 소음피해가 큰 지역의 지가 수준과 지가 상승이 모두 낮았다. 사격장 소음에 의한 피해는 10 dB(C) 증가에 따라 토지 가격은 4250 원/m²~5485 원/m² 정도로 추정되었다. 이는 지가의 7%~9% 정도로서 항공기 소음에 의한 피해와 유사한 정도이다. 이러한 결과를 토대로 우리는 사격장 인접지역 전체의 토지 가격 하락을 추정할 수 있을 것이다.

이 연구는 소음피해 정도에 따른 경제적 피해의 정도가 다르다는 사실을 확인하였다. 이 결과는 사격장 운영에 따른 피해에 대한 차등적 보상의 기초 자료로서 활용될 수 있을 것이다. 또한 시간의 흐름에 따라 경제적 피해 정도도 변화하는 것으로 나타나 소음피해에 대한 지속적인 모니터링과 대응의 필요성을 확인하였다.

사격장이 주변 지역에 영향을 미치는 피해는 소음 피해 이외에도 도비탄, 토양오염, 화재 등 다양하지만, 이 연구는 소음지도를 바탕으로 사격장 소음에 따른 피해액만을 산정하여 추정하였다는 한계가 있다. 또한 자료 구득의 한계로 인해 토지의 시장가격이 아닌 공시지가를 바탕으로 분석하여 정확한 가치 추정에 한계가 있음을 밝혀둔다.

후 기

이 논문은 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(NRF-2015R1D1A1A01060891). 대한민국 ○○부의 의뢰로 진행된 연구와도 관련이 있으나 발주처의 요

청에 따라 이를 명시하지 않음.

References

(1) Lee, J. J., 2000, Environmental Economics, Pakyoungsa, Seoul.

(2) Freeman, A. M., 1993, The measurement of environmental and resource values, Resources for the Future, Washington, DC.

(3) Knapp, T. A. and Gravest, P. E., 1989, On the Role of Amenities in Models of Migration and Regional Development, Journal of Regional Science, Vol. 29, No. 1, pp. 71~87.

(4) Hiller, N. and Lerbs, O., 2015, The Capitalization of Non-market Attributes into Regional Housing Rents and Wages: Evidence on German Functional Labor Market Areas, Review of Regional Research, Vol. 35, No. 1, pp. 49~72.

(5) Choi, I. H., 1995, A Study on the Effects of Aircraft Noise upon the Price of Real Estate, Master's thesis, Dankook University.

(6) Kil, H. H., 2002, A Study on Empirical Analysis of the Effects of Airport Noise on Apartment Price: The Application of Hedonic Price Model, Master's thesis, Sungkyunkwan University.

(7) Park, D. H., 2014, The Effects of Aircraft Noise and Airport Accessibility on Housing Prices, Master's thesis, Yonsei University.

(8) Choi, M. J. and Kim, H. J., 2017, Effects of Aircraft Noise and Building Height Restriction on Multi-family Housing Prices: From a Viewpoint of Consumption and Investment Demand of Housing, Journal of Korea Planning Association, Vol. 52, No. 3, pp. 201~213.

(9) Kim, E., Kim, B. and Kim K., 2010, Transfer Characteristic of Large Arms Shooting Noise at Far Field, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 218~219.

(10) Choi, S., Kim, E., Lee, H., Kim, D. and Kim, B., 2012, Transfer Characteristic of Medium Arms

(40mm) Shooting Noise, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 586~587.

(11) Park, M. Y., 2013, A Experimental Study for the Characteristics of Impulse Noise Caused by Shooting of Small Arms, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 586~587.

(12) <http://www.realtyprice.kr>

(13) <http://www.nsd.go.kr>

(14) <http://nodelink.its.go.kr>

(15) Defense Director of Hokkaido, Tohoku, Southern Kanto and Kyushu, 2010, Detailed Guidance on Designation of Housing Soundproofed Area and Transfer Compensation Area around the Exercise Area (Notice)

(16) ISO 9613-2:1996, Acoustics-Attenuation of Sound During Propagation Outdoor - Part 2: General Method of Calculation.

(17) Consumer Price Growth in OECD Countries. Accessed June 17, 2018, http://www.index.go.kr/potal/stts/idxMain/selectPoSttsIdxSearch.do?idx_cd=4027&stts_cd=402704



Minju Lee is a Ph.D. Candidate in Dept. of Urban Administration, University of Seoul. Her research interests include urban inequality, social exclusion issues in urban areas.



In Kwon Park is Associate Professor in the Department of Urban Administration, University of Seoul. He received his Ph.D. in City and Regional Planning from The Ohio State University. His research interests include urban inclusivity, local environmental policies and economic impacts of noise and air pollution.

혼합 경계를 가진 임의 형상 음향 공동의 고정밀도 고유치 추출 기법 개발

Extraction of Highly Accurate Eigenvalues of Arbitrarily Shaped Acoustic Cavities with a Mixed Boundary

강 상 옥[†]
Sang Wook Kang[†]

(Received May 29, 2018 ; Revised July 18, 2018 ; Accepted July 19, 2018)

Key Words : Eigenvalue(고유치), NDIF Method(무차원 동영향 함수법), Acoustic Cavity(음향 공동), Open Boundary(개방 경계), Rigid-wall Boundary(강체벽 경계)

ABSTRACT

An extended NDIF (non-dimensional dynamic influence function) method is proposed for the eigenvalue analysis of arbitrarily shaped two-dimensional acoustic cavities with a mixed boundary, which consists of the rigid-wall and open boundaries. The original NDIF method was already developed for cavities with the rigid-wall boundary by the author in the years of 2000~2013. The proposed method has the feature of yielding highly accurate eigenvalues compared with other analytical numerical methods. In addition, it successfully eliminates the spurious eigenvalues of acoustic cavities with the mixed boundary. The validity of the proposed method is shown in case studies, by comparing the eigenvalues obtained by the proposed method to those obtained by the exact method or FEM(ANSYS).

1. 서 론

유한요소법 또는 경계요소법은 임의 형상 음향 공동의 고유치를 구하기 위하여 가장 일반적으로 사용되는 기법이다^(1,2). 그러나 이들 기법들은 사용되는 기저 함수가 지배 미분방정식을 만족하지 않기 때문에 해의 정밀도에 있어서 한계를 가진다. 이러한 단점을 극복하여 고정밀도 고유치를 추출하기 위한 방법으로 저자는 NDIF법(non-dimensional dynamic influence method)을 처음으로 제안하였다⁽³⁾. 나중에, 불록 형상뿐만 아니라 오목 형상의 음향 공동에도 적용이 가능한 분할 영역법 기반 NDIF법을

개발하였다⁽⁴⁾. NDIF법은 유한요소법이나 경계요소법과는 달리 기저 함수가 지배 미분방정식을 만족하고, 동시에 적은 노드 개수로 해석 대상물의 경계만을 이산화하기 때문에 수치 계산량이 적어지는 장점을 가진다.

그러나, NDIF법은 유한요소법이나 경계요소법과는 달리 최종 시스템 행렬이 주파수 파라미터에 종속되는 단점을 가진다. 결과적으로 최종 시스템 행렬식은 대수 고유치 문제(algebraic eigenvalue problem)의 형태를 가지지 못하게 되어서, 시스템 행렬로부터 고유치와 고유모드를 추출하는 과정이 매우 번거롭게 된다.

저자는 이러한 문제점을 해결하기 위해, 최근에

[†] Corresponding Author; Member, Mechanical Systems Engineering, Hansung University
E-mail : swkang@hansung.ac.kr

[‡] Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

기존 NDIF법 이론을 개선하여 임의의 불록 형상 음향 공동의 고유치와 고유모드를 수월하게 추출할 수 있는 개선된 NDIF법인 MNDIF법(Modified NDIF method)을 개발하였다⁽⁵⁾. 나중에 상기의 방법을 확장하여, 오목 형상 음향 공동에 대한 MNDIF법을 정립하였다⁽⁶⁾.

상기와 같이 임의의 형상 음향 공동의 고정밀도 고유치의 효율적인 추출을 위한 다양한 연구가 진행되었으나, 이들 연구는 음향 공동을 둘러싸고 있는 경계를 강체벽 경계(rigid-wall boundary)로만 국한하였다. 이 논문에서는 강체벽 경계를 가진 음향 공동에 제한적으로 적용되었던 NDIF법을 강체벽 경계와 개방 경계(open boundary)로 구성된 혼합 경계를 가진 음향 공동에 확장하는 방안이 연구된다. 최종적으로는, 엄밀해를 가지는 직사각형 음향 공동과 임의의 형상 음향 공동에 제안된 방법을 적용하여 이 논문의 타당성이 보여진다.

2. 이론 정식화

2.1 지배방정식과 경계조건

Fig. 1에서 실선으로 표시된 2차원 음향 공동의 고유치 해석을 위한 지배 방정식은 다음과 같이 헬름홀츠 방정식의 형태를 가진다⁽⁷⁾.

$$\nabla^2 p(\mathbf{r}) + k^2 p(\mathbf{r}) = 0 \tag{1}$$

여기서 \mathbf{r} 은 음향 공동 내부의 한 점 P 에 대한 위치 벡터를 의미하고(Fig. 1 참조), $p(\mathbf{r})$ 은 음향 공동 내

부의 한 점 P 에서의 음압을 나타내며, k 는 주파수 파라미터이다.

일반적으로 음향 공동의 경계는 개방 경계와 강체벽 경계로 나뉘어지며, 두 경계에 대한 경계 조건식은 다음과 같이 각각 주어진다⁽⁷⁾.

$$p(\mathbf{r}_\Gamma) = 0, \quad \frac{\partial p(\mathbf{r}_\Gamma)}{\partial n} = 0 \tag{2,3}$$

여기서 \mathbf{r}_Γ 는 Fig. 1의 음향 공동의 경계 상의 한 점에 대한 위치 벡터이며, n 은 경계에서의 법선 방향을 의미한다.

2.2 혼합경계를 고려한 NDIF법

먼저 해석 대상 음향 공동의 경계는 Fig. 1과 같이 N 개의 노드 P_1, P_2, \dots, P_N 로 이산화된다. 그러면 음향 공동 내부의 한 점 P 에서의 음압은 다음과 같이 무차원동역학 함수들의 선형 결합으로 표시된다⁽³⁾.

$$p(\mathbf{r}) = \sum_{s=1}^N A_s J_0(k|\mathbf{r} - \mathbf{r}_s|) \tag{4}$$

여기서 J_0 는 제1종 0차 베셀 함수를 나타내며, A_s 는 미지 기여도 상수이다. 그리고 \mathbf{r}_s 는 음향 공동 경계에 위치한 노드 P_s 에 대한 위치 벡터를 뜻한다. 참고로 식 (4)는 지배방정식 식 (1)을 정확히 만족한다.

다음으로, 음향 공동의 경계를 따라 연속적으로 주어진 경계 조건 식 (2,3)은 다음과 같이 경계 노드에 대한 식으로 각각 이산화된다.

$$p(\mathbf{r}_i^{(o)}) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, N_o \tag{5}$$

$$\frac{\partial p(\mathbf{r}_j^{(r)})}{\partial n_j} = 0, \quad j = 1, 2, \dots, N_r \tag{6}$$

여기서 $\mathbf{r}_i^{(o)}$ 는 개방 경계(open boundary)에 놓인 노드 P_i 에 대한 위치 벡터를 뜻하며, $\mathbf{r}_j^{(r)}$ 와 n_j 는 강체벽(rigid-wall) 경계에 놓인 노드 P_j 에 대한 위치 벡터와 법선 방향을 각각 의미한다. 그리고 N_o 와 N_r 은 각각 개방 경계와 강체벽 경계에 놓인 노드 개수를 의미하며, $N_o + N_r = N$ 이 성립한다.

이제, 음압 식 (4)를 경계조건 식 (5, 6)에 대입하면 다음의 두 식을 각각 얻을 수 있다.

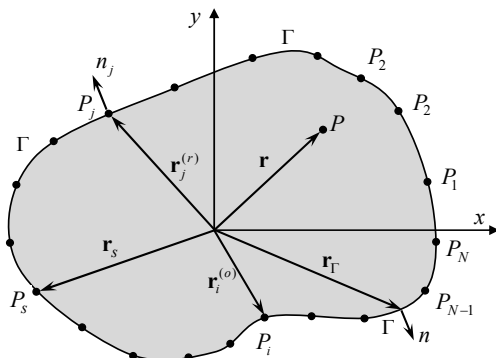


Fig. 1 Arbitrarily shaped, 2-D acoustic cavity discretized with boundary nodes

$$p(\mathbf{r}_i^{(o)}) = \sum_{s=1}^{N_o} A_s^{(o)} J_0(\Lambda |\mathbf{r}_i^{(o)} - \mathbf{r}_s^{(o)}|) + \sum_{s=1}^{N_r} A_s^{(r)} J_0(\Lambda |\mathbf{r}_i^{(o)} - \mathbf{r}_s^{(r)}|) \quad (7)$$

$i = 1, 2, \dots, N_o$

$$\frac{\partial p(\mathbf{r}_j^{(r)})}{\partial n_j} = \sum_{s=1}^{N_o} A_s^{(o)} \frac{\partial}{\partial n_j} J_0(\Lambda |\mathbf{r}_j^{(r)} - \mathbf{r}_s^{(o)}|) + \sum_{s=1}^{N_r} A_s^{(r)} \frac{\partial}{\partial n_j} J_0(\Lambda |\mathbf{r}_j^{(r)} - \mathbf{r}_s^{(r)}|) = 0 \quad (8)$$

$j = 1, 2, \dots, N_r$

식 (7)과 식 (8)은 다음과 같이 행렬식의 형태로 각각 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{SM}^{(ro)} \mathbf{A}^{(o)} + \mathbf{SM}^{(or)} \mathbf{A}^{(r)} = 0 \quad (9)$$

$$\mathbf{SM}_n^{(ro)} \mathbf{A}^{(o)} + \mathbf{SM}^{(rr)} \mathbf{A}^{(r)} = 0 \quad (10)$$

여기서 국부 시스템 행렬 $\mathbf{SM}^{(oo)}$, $\mathbf{SM}^{(or)}$, $\mathbf{SM}^{(ro)}$, $\mathbf{SM}^{(rr)}$ 의 성분은 다음의 식에 의해 각각 주어진다.

$$\mathbf{SM}^{(oo)}(i, s) = J_0(\Lambda |\mathbf{r}_i^{(o)} - \mathbf{r}_s^{(o)}|) \quad (11)$$

$$\mathbf{SM}^{(or)}(i, s) = J_0(\Lambda |\mathbf{r}_i^{(o)} - \mathbf{r}_s^{(r)}|) \quad (12)$$

$$\mathbf{SM}_n^{(ro)}(j, s) = \frac{\partial}{\partial n_j} J_0(\Lambda |\mathbf{r}_j^{(r)} - \mathbf{r}_s^{(o)}|) \quad (13)$$

$$\mathbf{SM}_n^{(rr)}(j, s) = \frac{\partial}{\partial n_j} J_0(\Lambda |\mathbf{r}_j^{(r)} - \mathbf{r}_s^{(r)}|) \quad (14)$$

마지막으로, 식 (9)와 식 (10)은 다음과 같이 하나의 행렬식으로 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{SM}^{(oo)} & \mathbf{SM}^{(or)} \\ \mathbf{SM}_n^{(ro)} & \mathbf{SM}_n^{(rr)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{A}^{(o)} \\ \mathbf{A}^{(r)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

$$\mathbf{SM} \mathbf{A} = 0 \quad (16)$$

여기서 전체 시스템 행렬 \mathbf{SM} 과 기여도 벡터 \mathbf{A} 는 다음과 같다.

$$\mathbf{SM} = \begin{bmatrix} \mathbf{SM}^{(oo)} & \mathbf{SM}^{(or)} \\ \mathbf{SM}_n^{(ro)} & \mathbf{SM}_n^{(rr)} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\mathbf{A} = \begin{Bmatrix} \mathbf{A}^{(o)} \\ \mathbf{A}^{(r)} \end{Bmatrix} \quad (18)$$

전체 시스템 행렬식 식 (16)이 실용해(non-trivial solution)를 갖기 위해선 시스템 행렬 \mathbf{SM} 의 판별식이 다음과 같이 0을 만족해야 한다.

$$\det(\mathbf{SM}(k)) = 0 \quad (19)$$

여기서 시스템 행렬 $\mathbf{SM}(k)$ 는 주파수 파라미터 k 의 함수이다. 음향 공동의 고유치는 식 (19)를 만족하는 주파수 파라미터에 해당한다. 식 (19)에 의해 구해진 고유치를 식 (16)에 대입하면 고유 벡터가 구해지며, 이 고유벡터의 성분들을 식 (4)에 대입하면 음향 모드 형상을 구할 수 있다.

3. 검증 예제

3.1 혼합 경계를 가진 직사각형 음향 공동

이 논문에서 제안된 방법의 타당성을 검증하기 위해, Fig. 2와 같은 엄밀해를 가진 가로 1.2 m, 세로 0.9 m의 직사각형 2차원 음향 공동이 고려된다. 이 음향 공동의 네 면 중에 우측면은 개방 경계이며 점선으로 표시되어 있으며, 나머지 세 면은 강체벽 경계이며 실선으로 표시되어 있다. Fig. 2는 개방 경계와 강체벽 경계를 각각 3개와 13개의 노드로 이산화하여, 총 16개의 노드를 사용한 경우($N=16$)를 보여준다. 아울러, 직사각형 음향 공동의 네 군데 코너에서의 법선 방향은 Fig. 2에서 화살표로 표시되었다. Fig. 2와 같이, 강체벽 경계끼리 만나는 코

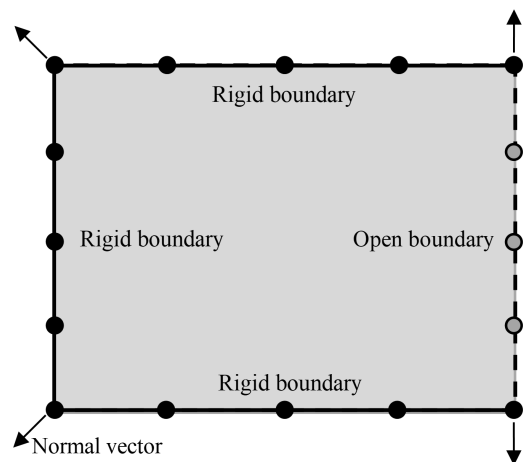


Fig. 2 Rectangular cavity discretized with 16 boundary nodes (dotted line: open boundary, solid line: rigid wall boundary)

너에서의 법선 방향은 코너 각도의 크기에 상관 없이 두 경계의 평균 법선으로 설정하고, 강체벽 경계와 개방 경계가 만나는 코너에서의 법선 방향은 강체벽 경계 법선 방향과 같게 설정하는 것이 가장 정확한 고유치를 제공함이 이 논문에서 확인되었다. 참고로 관련 연구 내용은 지면 관계상 생략한다.

이 논문에서 제안된 방법을 이용하여 식 (19)의 해에 해당하는 고유치를 추출하기 위하여, Fig. 2와 같이 16개의 노드로 이산화된 경우에 대해 $\det(\mathbf{SM}(k))$ 곡선을 그렸으며, 그 결과는 Fig. 3의 실선 곡선에 해당한다. 시스템 행렬 \mathbf{SM} 의 판별식이 0이 되는 주파수 파라미터에 해당하는 특이치 (singular value)는 총 8개($SV_1 \sim SV_8$)가 구해졌으며, $SV_1 \sim SV_8$ 은 Table 1의 $N=16$ 에 해당하는 열에 제시되었다. 마찬가지로, $N=20$, $N=24$ 에 대해서도 같은 방식으로 구해진 특이치들도 Table 1에 제시되었다.

Table 1에서 $N=16$ 인 경우의 특이치를 엄밀해 (exact solution)와 비교해보면, 총 8개의 특이치 중에 6개만이 혼합 경계를 가진 음향 공동의 고유치에 해당하며, 나머지 2개(SV_4, SV_6)는 허위 고유치 (spurious eigenvalue)임을 알 수 있다. 이들 허위 고유치는 전체 경계가 개방된 가상의 개방 경계 음향 공동의 첫 번째와 두 번째 고유치에 각각 해당됨이 확인되었다.

이 논문에서 상기 허위 고유치를 제거하기 위하여, 시스템 행렬 \mathbf{SM} 속에는 식 (20)과 같이 가상의 개방

경계 음향 공동에 해당하는 시스템 행렬 \mathbf{SM}_{open} 이 포함되어 있다고 가정한다³⁾.

$$\mathbf{SM} = \mathbf{SM}_{open} \mathbf{SM}_{net} \quad (20)$$

여기서 \mathbf{SM}_{net} 은 허위 고유치가 제거된 시스템 행렬을 의미한다. 식 (20)은 다음의 식을 만족한다.

$$\det(\mathbf{SM}) = \det(\mathbf{SM}_{open}) \det(\mathbf{SM}_{net}) \quad (21)$$

$$\det(\mathbf{SM}_{net}) = \det(\mathbf{SM}) / \det(\mathbf{SM}_{open}) \quad (22)$$

식 (22)의 $\det(\mathbf{SM}_{net})$ 곡선을 그려보면, Fig. 3의 점선 곡선과 같이 허위 고유치를 제외한 실제 고유치만이 구해짐이 확인된다. 이 곡선에서 특이치는 총 6개($EV_1 \sim EV_6$)가 구해지며, 이 값들은 정확히 엄밀해 6개와 일치함을 Fig. 3의 두 곡선을 비교함으로써 확인할 수 있다.

한편, 제안된 방법에서 노드의 개수가 증가하게 되면 첫 번째 고유치가 구해지지 않음을 Table 1에서 확인할 수 있다. 이러한 사실은 고유치가 엄밀해에 이미 수렴되었을 경우 나타나는 현상임을 저자의 이전 연구에서 확인되었다³⁾. 참고로 사각 형상을 포함하여 임의의 형상 음향 공동에 대해, 노드의 개수를 16개 이하로 사용하면, 첫 번째 고유치부터 구해지는 것으로 확인되었다. 또한, 제안된 방법은 1271개 노드를 사용한 FEM에 비해 적은 수의 노드를 사용함에도 엄밀해에 정확히 수렴되는 고유치를 제공하는 것을 확인할 수 있다.

Table 1 Eigenvalues of the rectangular cavity obtained by the proposed method, the exact solution⁽⁸⁾ and FEM (ANSYS)

SV	Proposed method			Exact solution ⁽⁸⁾	FEM (ANSYS) (1271 nodes)
	$N=16$	$N=20$	$N=24$		
1	1.309	None	None	1.309	1.308
2	3.728	3.728	3.728	3.728	3.729
3	3.927	3.927	3.927	3.927	3.926
4	4.363	4.363	4.363	-	-
5	5.254	5.254	5.254	5.254	5.253
6	6.293	6.293	6.293	-	-
7	6.547	6.545	6.545	6.545	6.551
8	7.108	7.103	7.103	7.103	7.115

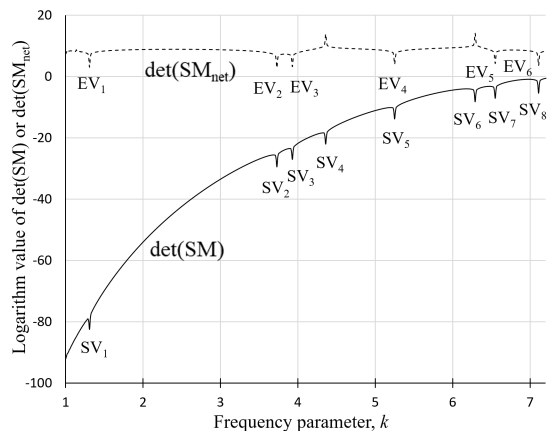


Fig. 3 Determinant curves for the rectangular cavity discretized with 16 boundary nodes (solid line: $\det(\mathbf{SM})$, dotted line: $\det(\mathbf{SM}_{net})$)

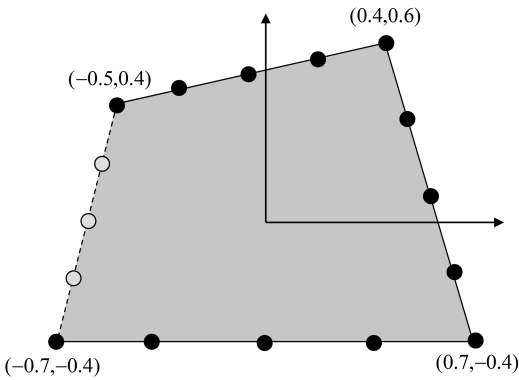


Fig. 4 Dimensions of the arbitrarily shaped quadrilateral cavity discretized by 16 nodes (dotted line: open boundary, solid line: rigid wall boundary)

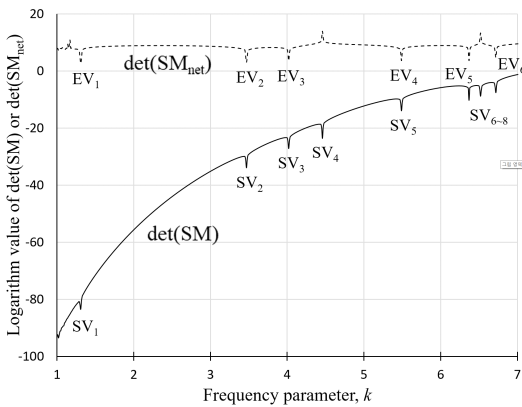


Fig. 5 Determinant curves for the arbitrarily shaped, quadrilateral cavity discretized with 16 boundary nodes (solid line: $\det(\mathbf{SM})$, dotted line: $\det(\mathbf{SM}_{net})$)

3.2 혼합 경계를 가진 임의의 형상 음향 공동

두 번째 검증 예제로 Fig. 4와 같은 형상을 가진 임의의 형상 사각 평판이 고려된다. Fig. 4에서 사각형의 네 면 중에 좌측 면(점선)은 개방 경계이며, 나머지 세 면(실선)은 강체벽 경계이다.

앞의 첫 번째 검증 예제와 마찬가지로, 16개의 노드로 이산화 된 음향 공동(Fig. 4)에 대한 $\det(\mathbf{SM})$ 곡선과 $\det(\mathbf{SM}_{net})$ 곡선이 그려졌으며, 그 결과는 Fig. 5와 같다. $\det(\mathbf{SM})$ 곡선(실선)에서는 총 8개의 특이치가 확인되며, 이들 값들 중에 SV_4 와 SV_7 은 허위 고유치임을 $\det(\mathbf{SM}_{net})$ 곡선(점선)에서 확인할 수 있다. 참고로, 이들 허위 고유치는 개방

Table 2 Eigenvalues of the arbitrarily shaped, quadrilateral cavity by the proposed method and FEM (ANSYS)

SV	Proposed method			FEM(ANSYS)		
	N=16	N=20	N=24	1390 nodes	856 nodes	623 nodes
1	1.306	None	None	1.305	1.304	1.303
2	3.471	3.474	None	3.500	3.500	3.499
3	4.022	4.012	4.014	4.025	4.025	4.025
4	5.488	5.516	5.563	5.537	5.533	5.529
5	6.369	6.379	6.363	6.371	6.375	6.378
6	6.715	6.712	6.711	6.719	6.725	6.730

경계를 가진 음향 공동의 첫 번째와 두 번째 고유치에 해당함이 확인되었다.

$\det(\mathbf{SM}_{net})$ 곡선에서 구해진 6개의 고유치는 Table 2의 $N=16$ 에 해당하는 열에 제시되었다. 그리고 $N=20$ 와 $N=24$ 에 대해서도 같은 방식으로 고유치가 구해졌으며 그 결과도 Table 2에 제시되었다. 이 예제의 경우는 엄밀해가 존재하지 않기 때문에, 제안된 방법에 의해 구해진 고유치들을 FEM 결과와 비교해보면, 제안된 방법이 타당함을 확인할 수 있다. 한편, 앞의 예제와 마찬가지로 $N=20$ 인 경우에는 첫 번째 고유치가, $N=24$ 인 경우에는 첫 번째와 두 번째 고유치가 추출되지 않음을 확인할 수 있다. 이는 첫 번째 고유치는 $N=16$ 일 때, 두 번째 고유치는 $N=20$ 일 때 이미 수렴했기 때문인 것으로 판단된다⁽³⁾.

4. 결 론

이 논문에서는 개방 경계와 강체벽 경계로 구성된 혼합 경계를 가진 음향 공동에 대한 NDIF법 이론을 정립하였다. 정립된 이론의 정확성과 타당성을 보여주기 위하여, 두 가지 예제 검증이 수행되었다. 현재 혼합 경계를 가진 음향 공동의 모드 형상을 효과적으로 추출하기 위한 연구가 진행 중에 있으며, 향후 논문에서 그 결과를 발표할 예정이다. 추가적으로, 보다 복잡한 형상을 가진 음향 공동에 대한 예제 검증도 향후 연구에서 다루어질 예정이다.

후 기

이 연구는 한성대학교 교내학술연구비 지원 과제임.

References

- (1) Bathe, K., 1982, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall, New Jersey.
- (2) Brebbia, C. A., Telles, J. C. F. and Wrobel, L. C., 1984, Boundary Element Techniques, Springer-Verlag, New York.
- (3) Kang, S. W. and Lee, J. M., 2000, Eigenmode Analysis of Arbitrarily Shaped Two-dimensional Cavities by the Method of Point-matching, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 107, No. 3, pp. 1153~1160.
- (4) Kang, S. W. and Yon, J. I., 2012, Development of a Modified NDIF Method for Extracting Highly Accurate Eigenvalues of Arbitrarily Shaped Acoustic Cavities, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 8, pp. 742~747.
- (5) Kang, S. W. and Yon, J. I., 2011, Development of an Improved NDIF Method for Efficiently Extracting Eigenvalues and Eigenmodes of Arbitrarily Shaped

Acoustic Cavities, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 10, pp. 960~966.

(6) Kang, S. W., 2013, New Formulation of MNDIF Method for Accurate Eigenvalue Analysis of Concave Acoustic Cavities, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 11, pp. 1003~1011.

(7) Kinsler, L. E., 1980, Fundamentals of Acoustics, Wiley.

(8) Blevins, R. D., 1979, Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Litton Educational Publishing, New York.



Sang Wook Kang received a B.S., M.S. and Ph.D. degree in Dept. of Mechanical Design Engineering from Seoul National University in 1992, 1994 and 1999, respectively. He is currently working in Hansung University as a professor of the mechanical system engineering. His research interests include the development of NDIF method for free vibration analysis of membrane, acoustic cavities, and plates with general shapes.

스펙트럴 요소법을 이용한 연료전지 파워팩의 진동 거동 분석

Investigation of Vibration Characteristics for Fuel Cell System Using Spectral Element Method

고형철* · 안상근* · 이동환** · 박준홍†

Hyeongcheol Koh*, Sangkeun Ahn*, Donghwal Lee** and Junhong Park†

(Received June 22, 2018 ; Revised August 1, 2018 ; Accepted August 21, 2018)

Key Words : Fuel Cell(연료전지), Spectral Element Method(스펙트럴 요소법), Modal Characteristics(모드 특성)

ABSTRACT

In this study, the vibration characteristics of the hydrogen fuel cell power pack installed on a construction vehicle were analyzed. An analytical model was proposed to reflect the vibration behavior. Using the proposed model, the vibration modal characteristics of the hydrogen fuel cell power pack were predicted. The vulnerable parts of the power pack were evaluated. When external vibration is transmitted to the power pack, the durability and efficiency of the power pack degrades. The vibration characteristics of the actual fuel cell power pack under the vibration input were measured. The dominant vibration behavior and locations of large vibration responses were identified. The analytical model to analyze those obtained from the experiment was constructed by using the spectral element method (SEM). To verify the analytical model, the main vibration characteristics were compared with the measured ones. Consequently, the vibration behaviors of the fuel cell power pack were investigated to improve durability of the fuel cell.

1. 서 론

최근 대기중 미세먼지 수준의 악화 및 급격한 기후 변화에 대처하기 위해 수송기계, 건설기계 등의 친환경 에너지원 사용이 요구되고 있다. 연료전지는 에너지 생산 효율이 좋을 뿐 아니라 친환경적으로 에너지를 생산한다^(1,2).

수송기계 및 건설기계에 적용된 수소 연료전지는 작동 환경에 따라 외부에서 지속적인 진동 입력을 받게 된다. 외부 진동 및 충격 노출에 의해 연료전

지의 내구성과 효율이 낮아질 위험이 있으며⁽³⁾, 연료전지 파워팩을 구성하는 수소 연료전지 스택 및 내부 전자 제어 장비의 효율을 감소시키고 기계적 손상을 초래할 수 있다^(4,5). 이를 해결하기 위해 주로 연료전지 파워팩의 구성품 중 스택의 효율과 내구성을 개선하는 연구가 진행되었다^(6,7).

이 연구에서는 연료전지 스택에 전달되는 진동을 저감하기 위하여 수소 연료전지를 포함하는 파워팩 전체 진동 거동을 분석하고 이를 반영하는 해석 모델을 제시하였다. 진동 입력이 발생하는 조건에서 실제 연료전지 파워팩의 진동 특성을 확인하기 위하

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

* Department of Mechanical Engineering, Hanyang University
** Bumhan Industries Co., Ltd.

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

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

여 실험을 진행하였으며, 파워팩에서 발생하는 주요 진동 거동과 취약 부위를 확인하였다. 파워팩의 구조적 특성과 도출된 진동 특성을 반영하는 해석 모델은 스펙트럴 요소법(spectral element method, SEM)을 활용하여 구성하였다. 구성한 해석 모델과 실험을 통하여 도출한 파워팩의 주요 진동 거동을 비교하여 해석 모델의 신뢰성을 확보하였다. 수소 연료전지 파워팩의 진동 특성과 모드를 분석하여 파워팩의 취약 부위를 평가할 수 있는 해석 모델을 제시하였다.

2. 파워팩 구조의 및 해석 모델

2.1 연료전지 파워팩의 구조

건설기계에 사용되고 있는 연료전지 파워팩의 하우징은 철 재질로 된 6개의 판을 이용하여 직육면체 형태로 제작되었다. 파워팩의 구조와 내부 구성은 Figs. 1, 2에 나타내었다. 하우징 철판의 두께는 3 mm로 얇기 때문에 파워팩을 안정적으로 지지하기 위하여 하부에 철판 두께의 3배 이상인 10 mm 두께의 보강재가 적용되었다.

하우징 내부에는 스택 및 구동을 위한 전자·전기 장치, 수소의 이동을 위한 배관 등이 하우징에 부착되어 있다. 파워팩 하부의 4개의 꼭지점 부위에 진동 절연을 위하여 마운트가 체결되어 있으며, 연료전지 스택 또한 마운트를 이용하여 하우징 하부와 체결되어 있다. 파워팩의 총 무게는 약 200 kg이며, 연료전지 스택의 무게는 약 100 kg으로 전체 파워팩 무게의 약 50%에 해당한다. 내부 부품의 배치를 위하여 하우징 내부에서 스택은 중앙이 아닌 좌측으로 편향되어 있다. 질량의 불균형으로 인하여 파워팩은 진동 입력에 취약한 구조이다.

2.2 해석 모델 구성

바닥에서 전달되는 진동을 저감하기 위해 체결되는 마운트의 강성 및 감쇠를 최적화해야 한다. 이를 위해 시스템에서 발생하는 주요 응답과 모드 특성을 분석하는 것이 필요하다. 수소 연료전지 파워팩의 진동 거동을 분석하고 예측하기 위한 해석 모델을 제시한다. 진동 입력이 발생할 경우 내부 부품들이 체결되어있는 바닥면 위주로 진동이 발생되고 전달되는 구조이므로 하우징 하부를 주요한 요소로 설정

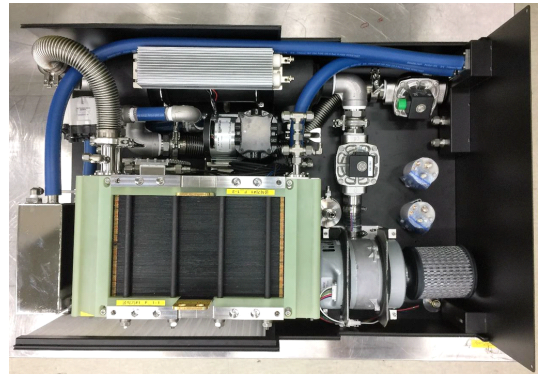


Fig. 1 Structure and constitution of hydrogen fuel cell power pack

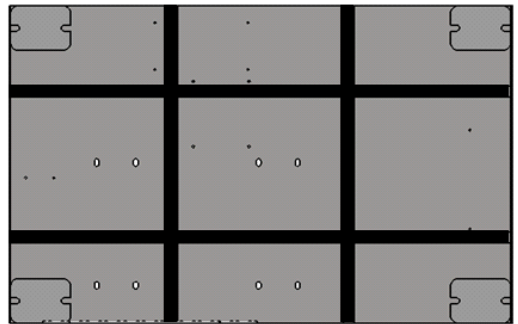


Fig. 2 Housing bottom shape of CAD model

하고 해석 모델을 구성하였다.

하우징 바닥은 얇은 평판이 보강재에 의해 지지되고 있는 구조이기 때문에 보 요소에 의한 진동 전달이 지배적으로 작용하게 된다. 복잡한 구조물에 대한 해석을 진행하는 경우 유한요소법(FEM)을 이용하지만, 보 요소와 같이 지배 방정식이 있으며 해가 간단히 구해지는 구조로 단순화한 경우 스펙트럴 요소법(SEM)을 이용하여 해석 모델 구성 시 계산 속도가 빠른 장점이 있다. 또한, SEM 해석 시 보형상 함수를 이용한 경우 수렴성과 정확성이 우수하므로 해석 모델을 구성할 때 하우징의 하부를 보 요소로 구성하였다⁽⁸⁾.

하우징 마운트와 연료전지 스택 마운트는 감쇠를 갖는 스프링 요소로 모델링 하였다. 연료전지 파워팩 SEM 해석 모델은 Fig. 3에 나타내었다. 연료전지 스택은 약 100 kg의 질량을 갖는 직육면체 형상의 강체로 모델링 하였다. 강체는 4개의 스프링 요소에 연결되어 있다. 스택이 상하 방향으로 거동하

는 강체 모드인 바운스(bounce)와 회전 강체 모드인 롤링(rolling), 피칭(pitching)을 반영하기 위하여 스프링 요소가 연결된 지점에 각각 상하 방향(z축) 및 x, y축의 회전 자유도를 갖도록 모델링하였다. 연료 전지 스택의 해석 모델을 Fig. 4에 나타내었다. 강체의 상하 응답은 각 지점에서의 변위와 힘의 관계를 이용하여 스펙트럴요소법으로 계산되었으며, 경계 조건은 식 (1)과 같다.

$$m_9 \ddot{w}_9 = f_9 - S_t(w_5 - w_1) - S_t(w_6 - w_2) - S_t(w_7 - w_3) - S_t(w_8 - w_4) \quad (1)$$

각 지점에서의 회전 각도와 모멘트의 관계를 이용한 경계 조건은 식 (2)와 같다.

$$I_{9y} \ddot{\theta}_{9y} = M_{9y} - S_r(\theta_{5y} - \theta_{1y}) - S_r(\theta_{6y} - \theta_{2y}) - S_r(\theta_{7y} - \theta_{3y}) - S_r(\theta_{8y} - \theta_{4y}) + \frac{L_1}{2} S_t(w_5 - w_1) - \frac{L_1}{2} S_t(w_6 - w_2) + \frac{L_1}{2} S_t(w_7 - w_3) - \frac{L_1}{2} S_t(w_8 - w_4) \quad (2)$$

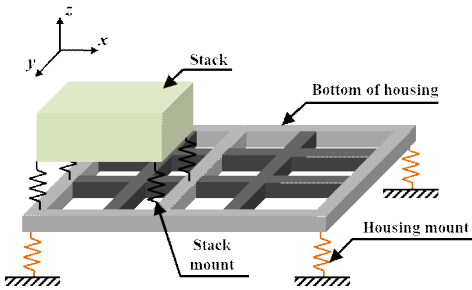


Fig. 3 Spectral element method analytical model of fuel cell power pack

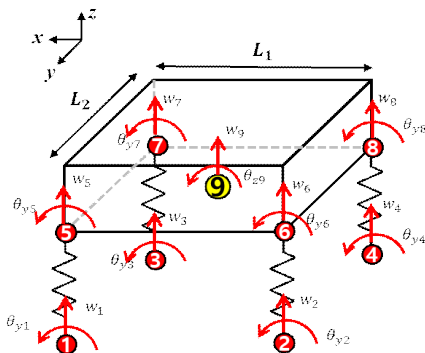


Fig. 4 Analytical rigid body model of fuel cell stack

S_t 는 스프링의 병진 강성이며, S_r 은 회전 강성을 의미한다. SEM 해석을 위해 식 (1), (2)의 경계 조건과 보의 지배방정식을 이용하여 요소 강성 매트릭스가 계산되며 보의 longitudinal, torsional, bending 지배 방정식은 식 (3)~(5)와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(EA \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) - \rho A \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(GJ \frac{\partial \theta(x,t)}{\partial x} \right) - \rho J \frac{\partial^2 \theta(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (5)$$

요소 강성 매트릭스를 SEM 이론에 적용하여 각 위치에서의 거동을 계산하였으며, 식 (6)에 나타내었다.

$$\hat{S} \hat{d} = \hat{f} \quad (6)$$

\hat{S} 은 요소 강성 매트릭스를 의미하고 \hat{d} 은 각 위치에서의 변위 및 회전각 매트릭스, \hat{f} 은 외력을 나타낸다. 모델링한 연료전지 스택과 하우징을 결합하여 파워팩 진동 거동 해석 모델을 구성하였다. 모델은 Fig. 3에 나타내었다. 또한, 파워팩은 스택 이외에 전자 제어 장비 등이 체결되어 있기 때문에 내부 부품에 의한 분포 질량 효과를 고려할 필요가 있다. Fig. 1의 파워팩 구성과 동일한 위치인 스택의 위쪽 및 오른쪽에 분포 질량을 적용하였다. 하우징 및 스택에 체결된 마운트의 강성과 감쇠 값은 실제 파워팩에 사용되는 각 마운트의 강성을 전달함수법을 이용하여 측정하였다⁹⁾. 측정된 각 마운트의 강성과 감쇠 값을 해석 모델에 적용하여 연료전지 파워팩 진동 거동 분석을 위한 전체 모델을 구축하였다. 해석 모델에서 하우징은 하부 요소를 주요한 요소로 모델링하여 앞, 뒤, 옆면 그리고 위쪽 면이 없는 모델이다. 이를 고려하여 하우징의 무게를 약 20 kg으로 구성하고 내부 부품에 의한 분포 질량을 약 60 kg, 수소 연료전지 스택의 무게를 100 kg으로 설정하여 해석 모델의 무게를 실제 파워팩의 무게와 유사한 180 kg으로 구성하였다.

3. 파워팩의 진동 거동

3.1 연료전지 파워팩 진동 실험

파워팩의 진동 거동을 확인하고 해석 모델의 응답

과 비교하기 위해 진동 실험을 진행하였다. 하우징 마운트와 체결된 바닥을 가진기에 부착한 후에 진동 입력에 따른 가속도 응답을 측정하였다. 앞선 절에서 구성한 해석 모델은 하우징 하부를 주요한 요소로 모델링하였으며 상부 및 측면부의 하우징 무게를 제외하고 구성하였다. 이를 반영하기 위하여 실험 시 하우징 상부와 측면 요소를 제거한 후 실험을 진행하였다.

실험 계측을 위한 장치는 Fig. 5에 나타내었다. 대형 가진기 위에 파워팩을 체결하고 바닥면에 수직인 방향으로 파워팩을 가진하였다. 하우징 하부 밑면에 가속도계를 부착하여 진동 응답을 계측하였으며, 가진 프로파일은 미국 국방부가 제정하는 군용 규격인 MIL-STD-810G의 부록 중 Transportation Tailoring Guidance for Vibration Exposure Definition 파트의 Common carrier (US highway truck vibration exposure)를 이용하였다. Common carrier 가진 프로파일은 고속으로 달리는 상황에서 트럭의 질량과 도로의 거칠기에 의한 진동 입력을 모사하는 조건이기 때문에 일반적인 굴삭기 환경에 비하여 더욱 가혹한 입력 조건이 된다. 따라서 전반적인 진동 취약성을 평가하는 데에는 충분할 것으로 판단되었다. 진동에 의한 하우징 하부에서 발생하는 응답과 모드 특성을 확인하기 위하여 각 꼭지점 4개 위치와 보강재 아래의 12개 위치에서 가속도 응답을 측정하였다. 연료전지 스택에서 발생하는 진동 응답과 모드를 확인하기 위하여 스택의 상부 꼭지점 4개의 지점에서 가속도계를 이용하여 계측하였다. 계측은 가진기가 충분히 작동한 뒤, 약 60초 정도의 시간 정상 상태 신호를 측정하였다.

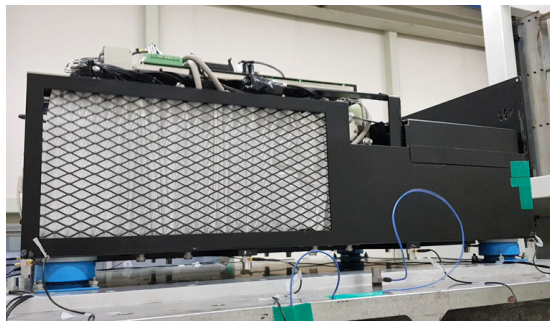


Fig. 5 Fuel cell power pack vibration test

3.2 파워팩 진동 실험 계측 결과

실험 진행 시 큰 진동 응답이 발생하였고, 주파수 응답은 Fig. 6에 나타내었다. 10 Hz 부근에서 하우징과 스택에서 모두 가장 높은 응답이 발생하는 것이 확인되었다. 또한 스택은 1차 모드와 약 275 Hz에서 상대적으로 높은 응답이 나타났다. 10 Hz 부근에서 나타나는 응답은 스택과 하우징이 상하로 거동하는 강제 모드이며, 31 Hz에서 발생하는 응답은 스택이 좌우로 움직이는 회전 강제 모드가 나타났다. 275 Hz에서 발생하는 모드는 연료전지 스택의 구조적 특성에 의해 발생하는 비틀림 모드로 확인되었다. 하우징에서 발생하는 응답은 10 Hz 부근 및 20~70 Hz 구간에서 높은 응답이 나타났으며, 이는 저 주파수에서 발생하는 진동 거동 분석이 중요함을 나타낸다. 파워팩 하우징 하부에서 발생한 최대 변위 응답을 Fig. 7에 나타내었다. 하우징 하부의 위치 중 연료전지 스택이 체결된 부위에서 가장 큰 응답이 나타났으며, 이 응답은 10 Hz에서 발생하는 상하 강제 모드에 의해서 발생한다. 파워팩의 성능 및 내구성을 향상시키기 위해서는 저주파수에서 발생하는 응답

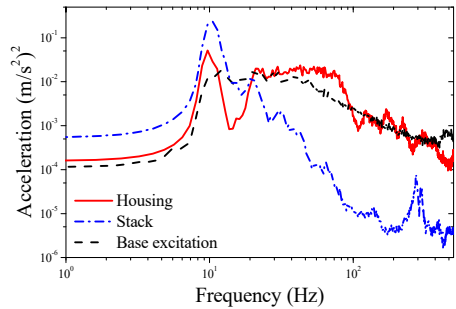


Fig. 6 Frequency response of fuel cell power pack vibration test

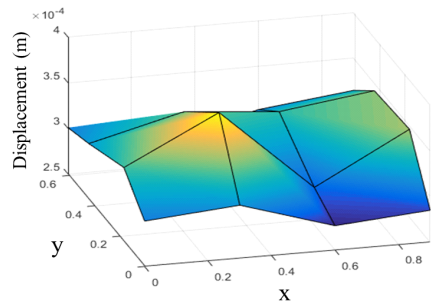


Fig. 7 Maximum displacement of the housing bottom in vibration test

저감이 가장 효과적일 것으로 판단된다.

3.3 SEM 해석 모델과 응답 비교

모델의 신뢰성을 확인하기 위하여 실험에서 발생한 주요 응답과 해석 모델에서 발생하는 진동 모드를 비교하였다. 실험에서 측정된 신호를 활용하여 파워팩에서 발생하는 주요 모드 응답을 시각화하였고 이에 따른 해석 모델의 진동 모드를 비교하였다. 실험 및 해석 모델의 모드 형상을 Fig. 8에 비교하여 나타내었다.

해석 모델과 측정 결과가 모두 유사한 주파수 대역에서 동일한 진동 거동이 나타났다. 응답이 가장 크게 발생하였던 10 Hz 영역에서 연료전지 스택과 하우징 하부가 같은 위상으로 움직이며 상하로 거동하는 강체 모드가 나타났다. 16 Hz 부근에서는 스택의 응답은 상하 강체 모드와 회전 모드가 같이 나타났다. 또한, 하우징은 상하로 움직이는 모드가 발생하며, 스택과 하우징이 서로 반대 위상으로 거동한다. 30 Hz 부근에서는 주로 스택이 좌우로 회전하는 회전 강체 모드가 발생한다. 65 Hz 영역에서는 하우징 하부의 모서리 부위가 크게 움직이는 평판 모드가 나타난다. 결론적으로 연료전지 파워팩의 진동 거동을 분석하였고 진동 응답을 모사하는 SEM 해석 모델을 구축하였다. 해석 모델을 활용하여 파워팩에 가진 되는 입력 변화에 따른 진동 현상을 분석하고 예측할 수 있다.

4. 결 론

이 연구에서는 실험을 통하여 수소 연료전지 파워팩의 진동 거동을 분석하였고, 파워팩의 진동 거동 및 취약 부위 예측이 가능한 해석 모델을 제시하였다. 파워팩에서 발생하는 주요 응답과 거동 형상을 확인하기 위해 실제 수소 연료전지 파워팩을 활용하여 실험을 진행하였다. 실험을 통하여 연료전지 파워팩에서 발생하는 주요한 응답이 저 주파수 영역에서 발생하는 것을 확인하였으며, 스택과 하우징이 체결된 부위가 가장 큰 응답이 발생하여 진동에 취약한 부위로 나타나는 것을 확인하였다.

주요 응답에서 발생하는 진동 거동을 반영하는 해석 모델을 구축하였다. 해석 모델을 빔 요소, 강체 요소 및 스프링 요소로 구성하였으며 빔 구조물의 주파수 해석에 유리한 방법인 스펙트럴요소법(SEM)을 활용하였다. SEM 해석 모델의 신뢰성을 위하여 실험에서 측정된 주요 모드와 해석에서 나타난 주요 모드를 비교하였고, 모드 형상과 주파수 대역이 일치하는 것을 확인하였다. 따라서 제시한 모델을 이용하여 파워팩의 진동 거동을 분석할 수 있으며, 진동에 취약한 주파수 구간 및 위치를 미리 예측함으로써 연료전지 파워팩의 내구성을 확보할 수 있다.

후 기

이 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20163010031980).

References

- (1) Ellis, M. W., Von Spakovsky, M. R. and Nelson, D. J., 2001, Fuel Cell Systems: Efficient, Flexible Energy Conversion for the 21st Century, Proceedings of the IEEE, Vol. 89, No. 12, pp. 1808~1818.
- (2) Granovskii, M., Dincer, I. and Rosen, M. A., 2006, Economic and Environmental Comparison of Conventional, Hybrid, Electric and Hydrogen Fuel Cell Vehicles, Journal of Power Sources, Vol. 159, No. 2, pp. 1186~1193.

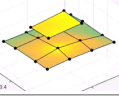
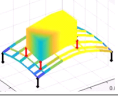
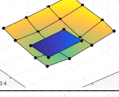
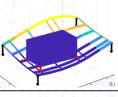
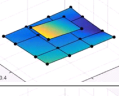
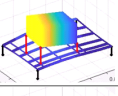
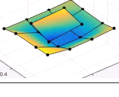
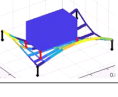
Measurement		Prediction	
Mode shape	Frequency (Hz)	Mode shape	Frequency (Hz)
	8.8		5.4
	16.1		16.1
	30.7		38.1
	67.0		65.0

Fig. 8 Comparison of the measured and predicted (SEM) mode shape and frequencies

(3) Rouss, V., Lesage, P., Bégot, S., Candusso, D., Charon, W., Harel, F. and Yde-Andersen, S., 2008, Mechanical Behaviour of a Fuel Cell Stack Under Vibrating Conditions Linked to Aircraft Applications Part I: Experimental. *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, No. 22, pp. 6755~6765.

(4) Hou, Y., Hao, D., Shen, J., Li, P., Zhang, T., and Wang, H., 2016, Effect of Strengthened Road Vibration on Performance Degradation of PEM Fuel Cell Stack, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 41, No. 9, pp. 5123~5134.

(5) Banan, R., Bazylak, A. and Zu, J., 2013, Effect of Mechanical Vibrations on Damage Propagation in Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cells, *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 38, No. 34, pp. 14764~14772.

(6) Ha, J., Lee, J., Jang, Y., Kim, S. and Choi, B., 2014, Securing Reliability Analysis of Humidifier Fuel Cell, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 24, No. 8, pp. 613~620.

(7) Borup, R., Davey, J., Garzon, F., Wood, D., Welch, P. and More, K., 2006, PEM Fuel Cell Durability with Transportation Transient Operation. *ECS Transactions*, Vol. 3, No. 1, pp. 879~886.

(8) Lee, U., 2009, *Spectral Element Method in Structural Dynamics*, John Wiley & Sons, Pte. Ltd., Singapore.

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



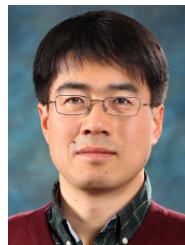
Hyeongcheol Koh received B.S from Mechanical Engineering from Hanyang University in 2017. He is master's course degrees in Acoustics and Vibration Laboratory at Hanyang University. His research interests include dynamic property measurement, modal analysis.



Sangkeun Ahn received B.S and Ph.D from Mechanical Engineering from Hanyang University in 2013 and 2018, respectively. His research interests include impact response, composite material, acoustic and vibrational metamaterial, Standards and regulations related to stiffness measurement.



Donghwal Lee received B.S from Chemical Engineering from Sungkyunkwan University in 1998. He received M.S from Applied Chemistry from Seoul National University in 2001. He worked at Dongjin Semichem Co., Ltd. from 2001 to 2008 and GS from 2008 to 2015. He is currently working at Bumhan Industries Co., Ltd. from 2015. His research interests include fuel cell stack, reformer and fuel cell system in area of submarine and building application.



Junhong Park received his B.S. and M.S. from the Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 1991 and 1993, respectively. He worked at the Samsung Electronics Co. Ltd. from 1993 to 1998. He received his Ph.D. from Purdue University in 2002. He is currently a professor of the Mechanical Engineering, Hanyang University. His research interests include signal processing, wave analysis, and noise control for improving the acoustic comfort of automobiles, trains, and residential buildings.

난류 경계층 가진에 의한 소나돔 음향창 구조물의 음향 방사 파워 Radiated Sound Power from a Acoustic Window of Sonar Dome Due to the Turbulent Boundary Layer Pressure Fluctuations

한 승 진*† · 정 병 규* · 정 우 진*
Seungjin Han[†], Byung-Kyoo Jung^{*} and Woo-Jin Jung^{*}

(Received July 5, 2018 ; Revised August 21, 2018 ; Accepted August 23, 2018)

Key Words : Turbulent Flow Excitations(난류가진), Acoustic Radiated Power(음향 방사파워), Acoustic Window(음향창)

ABSTRACT

This paper presents analysis results on the acoustic radiated power from the rubber-inserted flat acoustic window of sonar dome, which is excited by pressure fluctuation of turbulent flow. Analysis is based on the well-known RKU theory, Corcos model and modal approach. It is found that increasing the loss factor has less effect on decreasing the radiated sound power despite of significant decrease of vibration level. In addition, increasing the thickness of the rubber layer, under same total thickness, can increase the vibration level in the high frequency range. However, the acoustic radiated power is similar or less than that of the thinner rubber layer.

1. 서 론

수중에서의 주요 탐지 수단인 소나(SONAR)이 이러한 소나체계는 배열 센서를 보호하기 위한 소나돔을 포함한다. 소나돔 표면의 난류 변동에 의한 방사소음은 일반적으로 함정의 기계류 및 추진기 소음에 비해 매우 작다. 그러나 일정 운용 속도 이상에서 경계층 유동 변동에 의한 소음방사는 배열 센서의 잡음 수준을 높이며 탐지 성능에 큰 영향을 미친다⁽¹⁾.

따라서 초기 설계 단계에서 난류 경계층 압력 변동에 의한 소나 자체소음 영향 분석은 중요하며 설계인자의 변화에 따른 자체소음 영향 분석이 사전에 수행되어야 한다⁽¹⁾. 난류 경계층 벽면 변동 압력은 유동 소음과 유동의 소나돔 벽면 가진에 의한 구조기인(structure-induced) 소음으로 구분 할 수 있다⁽²⁾.

유동 소음은 자유 또는 강체 주변 유동의 변동 압력에 의한 직접 전파 소음으로써 유동 마하수(Mach number)의 6제곱에 비례한다⁽³⁾. 따라서 함정의 일반적인 운용 속력을 고려하면 마하수는 1보다 매우 작으므로 유동소음의 소나 자체소음 기여도는 무시할 수 있으며 구조 기인 소음이 주된 자체소음원이다.

소나돔 음향창은 일반적으로 구조 강도 조건을 만족시키면서 음향 투과손실이 작은 GRP(glass fiber reinforced plastic) 등의 복합재로 제작된다. 난류 경계층 압력 변동에 의한 소나돔 진동 수준과 자체소음을 감소시키기 위하여 고무 등의 고감쇠 층을 삽입한 샌드위치 구조로 음향창을 제작 할 수 있으며, 이 연구에서는 이와 같은 감쇠 처리된 소나돔 음향창 구조물의 감쇠계수와 감쇠층의 두께변화에 따른 음향 방사파워를 산출함으로써 소나 자체소음에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 일반적으로 함

† Corresponding Author ; Member, Agency for Defense Development
E-mail : sjhan@add.re.kr
* Member, Agency for Defense Development

‡ Recommended by Editor Hyung Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

정 소나의 운용 주파수는 수십 Hz ~ 수 kHz로써 종류별로 다양하며, 이 연구에서는 50 Hz의 저주파 영역에서부터 4 kHz의 고주파수 영역까지 해석하였다.

2장에서는 다층 음향창의 유효 감쇠계수 계산 및 균질 등가 평판 모델을 기술한다. 3장에서는 난류 경계층 가진에 의한 음향창의 진동 수준과 음향 방사파워 예측 방법을 기술하고, 4장에서 진동 수준과 음향 방사파워 산출 결과를 제시하였으며 5장 결론에서 결과를 요약하였다.

2. 유효 감쇠 계수 추정

고무층을 삽입하여 감쇠 처리된 음향창 구조는 일반적인 CLD(constrained-layer damping) 기법을 적용한 샌드위치 평판 구조물로 모델링할 수 있으며 Fig. 1과 같다.

CLD 구조의 감쇠 특성 연구에는 Donald Ross, Edward Kerwin, Eric Ungar 등이 크게 기여하였으며 연구결과는 일반적으로 RKU(Ross-Kerwin-Ungar) 방정식으로 잘 알려져 있다. RKU 방정식은 평판의 굽힘파 전파만을 가정하며 각 층에서 모두 동일한 파장의 굽힘파 전파가 발생할 경우에만 적용 가능하다. 즉 고무층이 너무 무르거나 파장이 작으면 각 층에서 독립적인 파동 전파가 발생하기 때문에 적용 불가능하다. 이 연구의 경우에 적용 가능한 주파수 상한은 약 10 kHz($\approx (2\pi)^{-1} \sqrt{E_2(m_1 + m_3)/(h_2 m_1 m_3)}$)이다⁽⁴⁾. RKU 방정식은 식 (1)과 같다^(4,5). g 는 전단 파라미터 (shear parameter), \underline{B} 는 구조물의 복소 유효 굽힘 강성(effective complex bending stiffness), G_2 는 고무층의 전단 탄성계수(shear modulus), m_p 은 단위면적당 질량, E_i 는 고무층의 감쇠계수(material loss factor), I_i 는 각 층의 단면의 관성 모멘트(moment of inertia), h_i 는 각 층의 두께, k_b 는

굽힘파(bending wave) 파수이다.

$$\eta_{eq} = \eta_2 \frac{Yg}{1 + (2 + Y)g + (1 + \eta_2^2)(1 + Y)g^2}$$

$$Y = \frac{12H^2}{(E_1 h_1^3 + E_3 h_3^3)D}, \quad D = \frac{1}{E_1 h_1} + \frac{1}{E_3 h_3},$$

$$H = h_2 + 0.5(h_1 + h_3), \quad g = \frac{G_2 D}{h_2 k_b^2}, \tag{1}$$

$$k_b^2 = \omega \sqrt{\frac{m_p}{|\underline{B}|}}, \quad \underline{B} = (E_1 I_1 + E_3 I_3) \left(1 + \frac{gY}{1+g}\right),$$

$$g = g(1 + j\eta_2)$$

GRP 및 고무층의 물성치는 Table 1과 같다. 유효 감쇠 계수와 굽힘 강성은 Fig. 2와 같다. 유효 감쇠계수는 630 Hz에서 최대값을 갖는다. 유효 굽힘 강성은

Table 1 Material properties of GRP and rubber

Parameters	GRP	Rubber
Young's modulus	25 GPa	0.15 GPa
Density	1500 kg/m ³	1350 kg/m ³
Poisson's ratio	0.1	0.48
Loss factor	0.01	0.22
Thickness	7 mm	7 mm

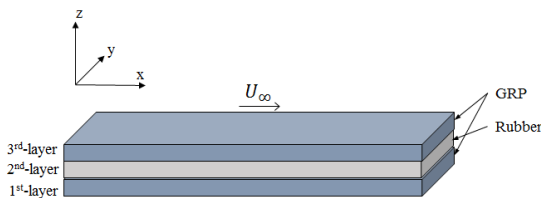
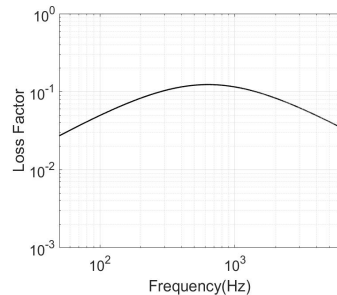
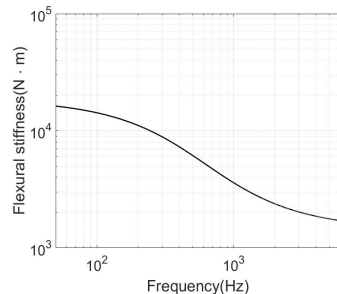


Fig. 1 3-layered sonar dome plate



(a) Loss factor



(b) Bending stiffness

Fig. 2 Effective loss factor and bending stiffness

주파수 증가에 따라 감소하는 경향을 보이며, 주파수 증가에 따라 전단계수 g 가 감소하면서 GRP 층이 서로 독립적인 강성으로 작용하는 것과 같은 효과를 보이면서 각각의 강성을 단순 합한 값에 근접한다.

3. 음향방사파워

음향장을 등가의 질량, 강성, 감쇠 계수를 갖는 단순 지지된 평판으로 가정하면 경계층 변동 압력, $p_{tbl}(x,y,\omega)$ 에 의한 평판 수직(z -축) 방향 진동 응답은 지배 방정식 (2)와 같다⁽⁵⁾. v 는 평판의 z -방향 속도이다.

$$B\nabla^4 v - m_p \omega^2 v = p_{tbl} \tag{2}$$

단순 지지된 평판의 고유함수(eigenfunction)는 식 (3)과 같다. $k_m = m\pi/a$, $k_n = n\pi/b$, a , b 는 각각 평판의 x -방향, y -방향 길이이다.

$$\phi_{mn}(x,y) = \frac{2}{\sqrt{ab}} \sin(k_m x) \sin(k_n y) \tag{3}$$

식 (2)에서 단위 하중 $p_{tbl} = \delta(x-x')\delta(y-y')$ 이 작용하는 경우 주파수 응답 함수는 식 (4), (5)와 같다⁽⁵⁾.

$$H(r,s,\omega) = \sum_{mn} V_{mn}(\omega) \phi_{mn}(x,y) \tag{4}$$

$$V_{mn} = \sum_{mn} \frac{j\omega}{m_p [\omega_{mn}^2 (1 + j\eta_{eq}) - \omega^2]} \tag{5}$$

V_{mn} 은 (m,n) 모드의 속도의 크기, ω_{mn} 은 모드의 공진 주파수이다. 유체하중은 저주파수 영역에서는 부가 질량으로 작용하며 접수된 평판의 부가질량과 접수 평판의 고유진동수는 각각 식 (6), (7)과 같다⁽⁶⁾.

$$m_a \approx \frac{2\rho_0}{\sqrt{k_{mn}^2 - k_0^2}} \tag{6}$$

$$\omega'_{mn} = \sqrt{\frac{B}{m_p(1+\beta)}} (k_m^2 + k_n^2) = \omega_{mn} \frac{1}{\sqrt{1+\beta}} \tag{7}$$

ρ_0 는 매질의 밀도, k_0 는 수중 음파의 파수이다.

경계층 변동압력 모델은 많은 이론적 실험적 연구들이 이루어져 왔다⁽⁷⁾. 이 연구에서는 유동 조건

에 대한 입력이 비교적 간단한 Corcos 모델, 식 (8)을 적용하였다. $k_\omega = \omega/U_c$, $\Phi_{pp}(\omega)$ 는 점 파워 스펙트럼, U_c 는 난류의 대류 속도(convection velocity)이며 이 연구에서는 $U_c = 0.7U_\infty$ (U_∞ : 유동 속도)으로 가정하였다.

$$S_{pp}(x,y,\omega) = \Phi_{pp}(\omega) e^{-\gamma_1 k_\omega x} e^{-\gamma_3 k_\omega y} e^{-jk_\omega z} \tag{8}$$

Liu^(8,9)의 연구결과를 이용하면 평판의 진동 속도 파워 스펙트럼은 식 (9)와 같다.

$$S_{vv} = \Phi_{pp}(\omega) \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} |V_{mn}|^2 \phi_{mn}^2 \Theta_{mn} \tag{9}$$

$\Theta_{mn}(\omega)$ 는 경계층 압력 변동 가진 항으로써 식 (10), (11)과 같이 나타낼 수 있다^(8,9).

$$\Theta_{mn}(\omega) = \frac{1}{k_m k_n} \Theta_1^{mn} + \Theta_2^{mn} + \frac{1}{k_m} \Theta_3^{mn} + \frac{1}{k_n} \Theta_4^{mn} \tag{10}$$

식 (11)의 적분은 Liu⁽⁸⁾의 언급처럼 수치적으로 적분할 수도 있지만 Corcos 모델을 적용한 경우 해석적으로 적분 가능하며 계산 시간이 크게 단축된다.

$$\begin{Bmatrix} \Theta_1^{mn} \\ \Theta_2^{mn} \\ \Theta_3^{mn} \\ \Theta_4^{mn} \end{Bmatrix} = \int_0^b \int_0^a \begin{Bmatrix} 1 \\ (a-x)(b-y) \\ (b-y) \\ (a-x) \end{Bmatrix} \tag{11}$$

$$\times \begin{Bmatrix} \sin k_m x \sin k_n y \\ \cos k_m x \cos k_n y \\ \sin k_m x \cos k_n y \\ \cos k_m x \sin k_n y \end{Bmatrix} \times S_{pp}(x,y,\omega) dx dy$$

진동 속도 제곱의 평균은 모드형상 함수의 직교성으로 인해 식 (12)와 같다⁽⁹⁾. S 는 평판의 면적이다.

$$\begin{aligned} \langle v^2 \rangle &= \frac{1}{S} \int S_{vv}(x,y,\omega) dx dy \\ &= \frac{4}{S^2} \Phi_{pp}(\omega) \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} |V_{mn}(\omega)|^2 \Theta_{mn}(\omega) \end{aligned} \tag{12}$$

따라서 단순 지지된 평판의 음향 방사파워는 각 모드의 방사효율 σ_{mn} 을 이용하여 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Pi_{rad} &= \rho_0 c_0 \frac{4}{S} \Phi_{pp}(\omega) \\ &\times \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} |V_{mn}(\omega)|^2 \Theta_{mn}(\omega) \sigma_{mn}(\omega) \end{aligned} \tag{13}$$

σ_{mn} 은 식 (14)와 같다⁽¹⁰⁾.

$$\begin{aligned} \sigma_{mn} &= \frac{64k^2 ab}{\pi^6 m^2 n^2} \\ &\cdot \int_0^{\pi/2} \int_0^{\pi/2} \left[\frac{\cos(\frac{\alpha}{2}) \cos(\frac{\beta}{2})}{\{(\alpha/(m\pi))^2 - 1\} \{(\beta/(n\pi))^2 - 1\}} \right]^2 \cos\phi \, d\phi \, d\theta \\ \alpha &= k a \sin\theta \cos\phi, \quad \beta = k b \sin\theta \sin\phi \end{aligned} \tag{14}$$

4. 음향창 응답

고무층의 감쇠계수 및 두께에 따른 평균 진동 속도 및 음향 방사파워를 계산하였다. $\Phi_{pp}(\omega)$ 는 유동 조건에 따른 스케일 법칙에 따라 다양한 모델들이 제시되어 왔다⁽¹⁰⁾. 실제적인 음향파워를 계산하기 위해서는 $\Phi_{pp}(\omega)$ 에 대한 정확한 산출이 중요하지만 이 연구에서는 고무층의 물성 변화에 대한 음향파워 변화가 주된 관심이므로 논의를 단순화하기 위해 평균 진동 속도 및 음향파워를 $\Phi_{pp}(\omega)$ 로 정규화하였다.

유효 감쇠 계수가 Fig. 3과 같고 다른 모든 물성은 동일하다고 가정할 때 $a = 4\text{m}$, $b = 1\text{m}$, $U_{\infty} = 7\text{m/s}$ 인 경우 평균 진동속도와 음향 방사파워는 각각 Figs. 4, 5와 같다.

1 Hz 간격으로 계산하였고, x -방향 모드 개수는

150개, y -방향 모드 개수는 40개를 사용하였으며 계산 결과가 수렴함을 확인하였다.

감쇠계수의 증가가 진동속도를 감소시키며 η_{eq3} 인 경우가 η_{eq1} 인 경우보다 200 Hz 이하에서는 약 8 dB 감소하고, 고주파수에서는 약 4 dB 감소한다. η_{eq2} 인 경우 저주파 영역에서는 η_{eq1} 인 경우보다 낮은 진동 수준을 보이지만 주파수 증가에 따라 η_{eq2} 가 η_{eq1} 값에 접근하면서 진동 수준 또한 증가하여 η_{eq1} 의 진동 수준과 비슷한 수준을 보인다.

η_{eq3} 인 경우의 음향 방사파워는 η_{eq1} 인 경우보다 저주파수 영역에서 약 5 dB 이상 작으나 고주파수 영역에서는 약 1 dB 작다.

즉 고주파수 영역에서 감쇠계수 증가로 인한 진동 수준의 감소는 크지만 음향 방사파워의 감소는 작다. 이러한 현상은 Yiwei Kou⁽¹¹⁾가 설명한 바와 동

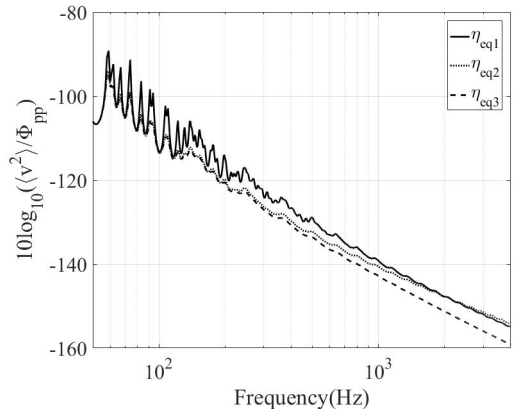


Fig. 4 Normalized mean square velocity

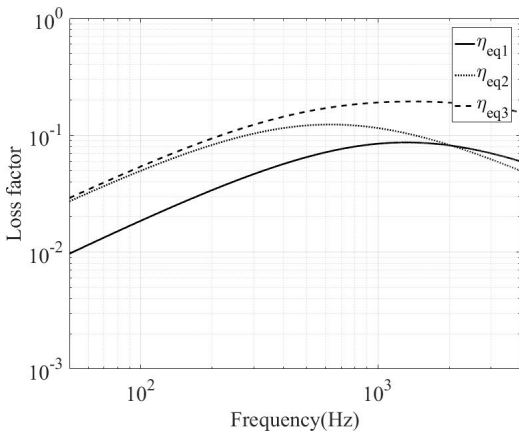


Fig. 3 Effective loss factor of plates

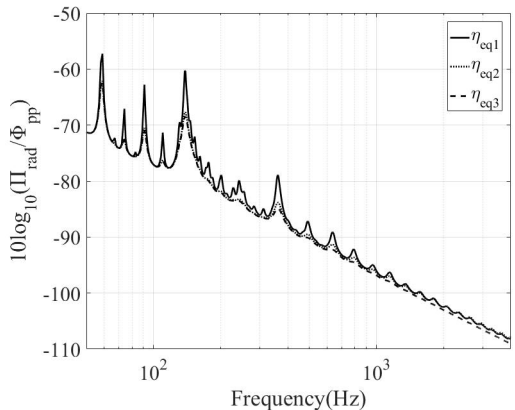


Fig. 5 Normalized radiated sound power

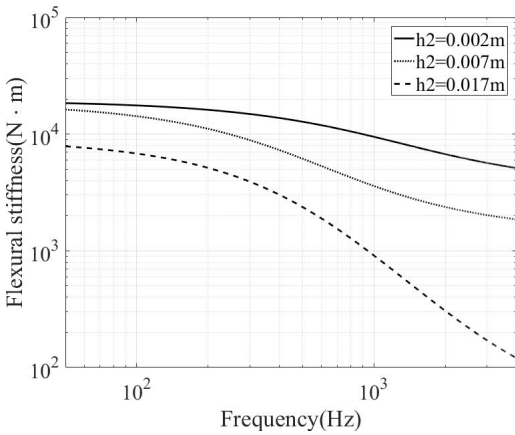


Fig. 6 Effective flexural stiffness of plates ($h_2 = 2 \text{ mm}$, 7 mm , 17 mm)

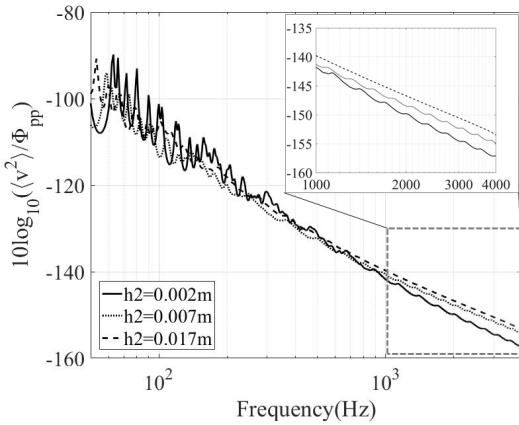


Fig. 7 Normalized mean square velocity due to thickness change of damping layer

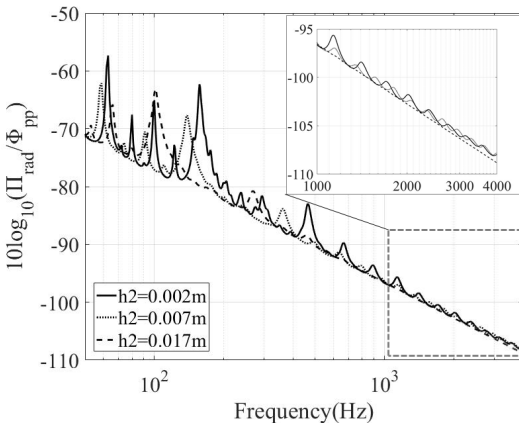


Fig. 8 Normalized radiated power due to thickness change of damping layer

일한 결과로써 평판에 대한 감쇠 처리는 진동 수준을 효과적으로 감소시킬 수 있으나 음향 방사효율을 증가시킬 수 있어 실질적인 음향 방사파워 감소에는 큰 영향을 주지 못하기 때문이다.

음향창 전체 두께는 일정하게 유지하고 고무층의 두께를 2 mm, 7 mm, 17 mm로 변화시킬 경우 유효 감쇠계수와 유효 굽힘 강성은 주파수의 함수이며 각각 Figs. 3, 6과 같다. 고무층 2 mm인 음향창의 유효 감쇠계수는 Fig. 4의 η_{eq1} , 7 mm는 η_{eq2} , 17 mm는 η_{eq3} 와 같다.

Figs. 7, 8에 고무층 두께(h_2) 변화에 따른 평판 음향창의 진동 수준과 음향 방사파워 수준을 각각 나타내었다. 300 Hz 이하의 저주파 영역에서는 고무층 두께 증가에 따라 평균속도 수준이 감소하지만 고주파수 영역으로 갈수록 고무층 두께 증가에 따라 진동 수준이 커지며, 3 kHz에서 2 mm인 경우보다 17 mm인 경우가 4 dB 더 크다. 이는 고무층의 두께가 증가할수록 고주파 영역에서 유효 굽힘 강성이 크게 감소하고 식 (5), (7)에 따라 모드 속도의 크기가 증가하기 때문이다.

음향 방사파워의 경우 저주파수 영역에서는 고무층 두께 증가에 따라 음향 방사파워가 감소하는 경향을 보인다. 고주파 영역에서도 17 mm 고무층인 경우의 음향 방사파워가 가장 낮은 수준이지만 2 mm인 경우

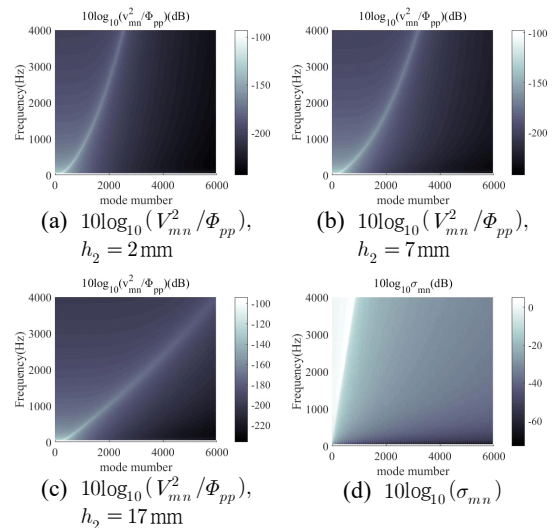


Fig. 9 Vibration response and modal radiation efficiency with the mode number and the frequency of the acoustic window

보다 2 kHz 이상에서 1 dB 내외로 감소 크기는 작다.

그리고 고주파 영역에서 고무층 17 mm인 경우와 진동속도 수준이 가장 크지만 음향 방사파워 수준은 가장 낮은 수준임을 알 수 있는데, 유효 강성이 작은 고무층 17 mm인 경우에는 음향 방사효율이 낮은 고차 모드의 영향이 고주파수 영역에서 지배적이기 때문이다. Fig. 9(a)~(c)에 각 모드의 진동수준을 모드수와 주파수에 따라 고무층 두께별로 각각 나타내었다. 고무층 두께가 두꺼워질수록 고주파수 영역의 진동수준에 고차 모드의 영향이 크게 기여함을 알 수 있다. 또한 Fig. 9(d)에 나타난 바와 같이 각 모드의 음향 방사효율이 모드의 차수가 증가할수록 감소함을 알 수 있다.

5. 결 론

RKU 유효 감쇠계수 추정 방식과 Corcos 모델 그리고 모드 합산 방법을 이용하여 경계층 난류 가진에 의한 고무 재질의 감쇠층이 삽입된 소나돔 음향창 구조의 진동 수준과 음향 방사파워를 분석하였다. 계산 결과 다음과 같은 결과를 얻었다. 첫째, 개별 모드의 영향이 지배적인 저주파수 영역에서는 감쇠계수의 증가 또는 고무층의 두께를 증가시키면 진동 수준과 음향 방사 파워 수준을 동시에 비교적 크게 감소시킬 수 있다. 둘째, 음향창의 감쇠 계수를 증가시키면 고주파수 영역에서의 진동 속도는 크게 감소시킬 수 있으나 음향 방사 파워의 감소는 미미하다. 셋째, 음향창 총 두께가 일정한 경우 고무층의 두께를 증가시키면 구조 감쇠가 증가하나 유효 굽힘 강성의 감소로 인해 고주파수에서 진동수준이 증가할 수 있다. 그러나 고차 모드의 낮은 방사효율 때문에 음향 방사파워는 고무층 두께가 작은 경우보다 유사하거나 낮은 수준을 보인다. 따라서 개별 모드의 영향이 작은 고주파수 영역에서는 음향창 감쇠계수의 증가 또는 고무층 두께의 증가가 자체소음 감소에 미치는 영향은 제한적일 수 있다.

References

(1) Shin, K. and Seo, Y., Kang, M. and Jeon, J., 2013, The Influence of Design Factors of Sonar Acoustic Window on Transfer Function on Self Noise Due to

Turbulent Boundary Layer, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 1, pp. 56~64.

(2) Vepakomma, B. R., 1987, On the Flow-induced Structural Noise of a Ship's Sonar Dome, Marine Technology, Vol. 24. No. 4, pp. 321~331.

(3) Patric, L., 1966, A Review of Flow Noise Research Related to the Sonar Self-Noise Problem, Bolt Beranek and Newman, Inc., Mass., USA, pp.13~15.

(4) Cremer, L. and Heckl, M., 1973, Structure-borne Sound, Springer-Verlag, Berlin; Heidelberg, New York.

(5) Ver, I., L. and Beranek, L. L., 2006, Noise and Vibration Control Engineering, John Wiley & Sons, Inc., New York.

(6) Cheng, Z., Fan, J., Wang, B. and Tang, W., 2012, Radiation Efficiency of Submerged Rectangular Plates, Applied Acoustics, Vol. 73, No. 2, pp. 150~157.

(7) Hwang, Y. F., Bonness, W. K. and Hambric, S. A., 2009, Comparison of Semi-empirical Models for Turbulent Boundary Layer Wall Pressure Spectra, Journal of Sound and Vibration, Vol. 319, No. 1-2, pp. 199~217.

(8) Liu, B., Feng, L., Nilsson, A. and Aversano, M., 2012, Predicted and Measured Plate Velocities Induced by Turbulent Boundary Layers, Journal of Sound and Vibration, Vol. 331, No. 24, pp. 5309~5325.

(9) Kou, Y., Liu, B. and Chang, D., 2016, Radiation Efficiency of Plates Subjected to Turbulent Boundary Layer Fluctuations, The Journal of Acoustical Society of America, Vol. 139, No. 5, pp. 2766~2771.

(10) Wallace, C. E., 1970, Radiation Resistance of a Rectangular Panel, The Journal of Acoustical Society of America, Vol. 51, No. 3B, pp. 946~952.

(11) Kou, Y., Liu, B. and Tian, J., 2015, Radiation Efficiency of Damped Plates, The Journal of Acoustical Society of America, Vol. 137, No. 2, pp. 1032~1035.



Seungjin Han received his B.S. and M.S. degree in aerospace engineering from KAIST in 1999 and 2001 respectively. He is currently a senior researcher in Agency for Defense Development. His research interests include naval ship stealth technologies and operation research.



Byung-Kyoo Jung is received B.S., M.S., and Ph.D. degrees from Pusan National University in 2010, 2012 and 2017. He is researcher of Agency for Defence Development. His research interests are in the area of finite/ boundary element analysis of noise and vibration and fluid-structure interactions.



Woo-Jin Jung is received his B.S. and M.S. degrees from Korea Aerospace University in 1985 and 1987 respectively, a Ph.D. degree from Pusan National University. He is currently a principal researcher at the Agency for Defense Development, Korea. His research interests are underwater acoustic stealth technologies.

빌트인 냉장고의 기계실 소음저감에 관한 연구

Method to Reduce the Noise of the Machine Room of a Built-in Refrigerator

윤 준 호* · 김 원 진†
Jun Ho Yun* and Won Jin Kim†

(Received July 5, 2018 ; Revised August 1, 2018 ; Accepted August 1, 2018)

Key Words : Refrigerator Noise(냉장고 소음), Fan Noise(팬 소음), Perforated Panel System(다공판 시스템)

ABSTRACT

This study presents the design and analysis of a perforated panel system(PPS) that is installed in the machine room of a built-in household refrigerator to achieve noise reduction performance. First, the major noise source is found to be a cooling fan inside the machine room. Second, a PPS is proposed to reduce the noise of the cooling fan by using the partial cavity in the machine room. Some sets of design parameters are also tested experimentally by applying them to PPS in the machine room to find the proper sets of parameters that are expected to give the best noise reduction performance. Finally, the evaluation of the PPS, which is adopted in the machine room of the built-in refrigerator, is made in an anechoic room to prove its noise reduction capability. It is found that the noise reduction levels are 1.8 dB and 0.6 dB in the front and rear sides of the refrigerator, respectively.

1. 서 론

빌트인 냉장고는 상대적으로 좁은 공간에 설치된다는 특성 때문에 냉기의 유동구조, 기계실의 위치 등이 기존의 냉장고와는 차이점을 갖는다. 기존 냉장고의 기계실이 냉장고의 하부에 위치하는 반면, 빌트인 냉장고는 열전달과 소비전력 등의 특성 때문에 기계실 상부로 변경되었다. 그러나 기계실의 위치가 냉장고의 하부에서 상부로 변경됨에 따라, 소음원이 전방으로 노출되는 악조건이 되어서 제품을 사용하는 소비자들에게 불쾌감을 준다. 따라서 초기 설계단계에서부터 이에 따른 소음저감에 대한 설계와 대책이 필요하다. 압축기를 냉각시키기 위하여

사용되는 냉각팬은 유량이 중요하기 때문에 축류팬을 사용한다. Fukano⁽¹⁾는 팬의 레이놀즈수를 이용하여 난류소음을 예측하였고, Lee⁽²⁾는 음향상사법과 자유후류 패널법을 이용하여 자동차 엔진 냉각팬의 소음을 예측하였다. 또한 실험 통해 얻은 결과를 실험에 영향을 주는 독립변수들로 모델링하고, 이를 분석하는 일련의 수리 통계적 과정인 반응면 기법을 이용하여 축류팬 소음 최적화의 연구를 수행하였다⁽³⁾. 그 외에 축류팬의 날개형상에 따른 성능 특성 변화에 관한 연구 및 블레이드 통과 주파수 소음예측을 통한 축류팬의 형상을 변경함으로써 수학적·실험적 방법으로 소음을 저감하는 등의 연구가 수행되었다⁽⁴⁻⁶⁾. 하지만 팬의 형상변수는 그 수가 많고, 팬의 형상 변경만으로는 소음저감에 한계가 있다. 또한, 설계에

† Corresponding Author; Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University
E-mail : wjkim@kmu.ac.kr
* Mechanical Engineering, Keimyung University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

많은 비용과 시간이 필요하다. 따라서 쉐의 형상을 변경하는 대신 소음 전달경로 차단 및 소음저감 장치를 이용한 방법의 연구가 필요하다.

이 연구에서는 다공판 시스템의 설계를 통하여 빌트인 냉장고 기계실의 소음저감 대책을 수립하였다. 기계실 내부 부품의 소음 기여도 평가를 통하여 소음의 주요 소음원을 규명하고, 주요 소음원인 냉각팬의 소음을 저감하기 위하여 기계실의 공간을 이용한 다공판 시스템을 설계하고 실험적으로 설계변수에 따른 흡음성능을 분석하였다.

2. 냉장고 기계실의 소음특성 분석

2.1 기계실의 소음특성

실험실 환경에서 최대한 암소음의 영향을 배제한 조건에서 소음을 측정하기 위하여 Fig. 1과 같이 기계실 내부에 마이크로폰을 삽입하고, 뒷면 커버가 닫힌 상태에서 음압을 측정하였다. 냉장고 기동 후에 10시간이 경과한 상태에서 냉동실 -20℃, 냉장실 3℃ 온도조건에서 3시간 동안 측정하였다. 기계실의 압축기는 기동 중에 냉장고의 운전조건에 따른 온도 변화로 소음레벨이 일정하지 않다⁽⁸⁾. 기계실 내부의 시간에 따른 소음레벨의 변화를 분석하기 위하여 Table 1과 같이 3시간 동안 10분 간격으로 시간기록 (time record length) 50초로 측정된 소음레벨을 분석하였다. 측정결과를 보면 기계실 내부에서 3시간

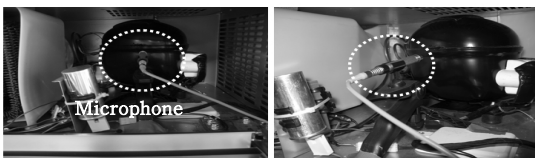


Fig. 1 Photograph of experimental setup in the machine room

Table 1 Noise levels of the machine room for 3 hours

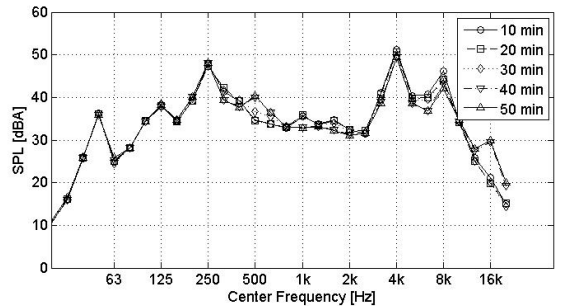
Time [min]	10	20	30	40	50	60
SPL [dBA]	54.1	53.5	53.6	53.3	53.2	53.0
Time [min]	70	80	90	100	110	120
SPL [dBA]	53.1	53.1	53.1	52.8	52.1	53.4
Time [min]	130	140	150	160	170	180
SPL [dBA]	53.2	53.4	53.2	52.9	53.4	54.6
Max-Min [dB]	2.5					

동안의 최대·최소 소음레벨이 2.5 dB까지 변동되는 것을 확인할 수 있다. 발생소음의 주파수성분은 Fig. 2와 같이 1시간 동안 10분 간격으로 1/3 옥타브 밴드와 스펙트럼을 이용하여 분석하였다. 기계실 내부의 저주파수 영역에서의 소음은 100 Hz~ 400 Hz, 고주파수 영역에서의 소음은 2 kHz~ 8 kHz가 우세하였다. 하지만 고주파수 영역은 냉장고 외부에서의 소음 기여도가 낮기 때문에 저주파수 영역에서의 소음저감이 필요하다. 이 연구에서는 기계실 소음의 주요 주파수인 100 Hz~ 400 Hz의 저주파수 영역에서의 소음발생 원인 규명 및 소음저감 대책을 수립하고자 한다.

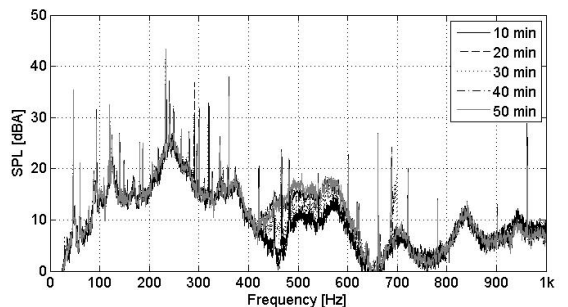
2.2 소음 기여도 평가

기계실 내부에서 소음을 발생시키는 부품은 압축기와 냉각팬이다. 주요 주파수인 100 Hz~ 400 Hz 영역에서의 주요 소음원을 규명하기 위하여 냉장고 기동 중에 각 부품의 전원을 차단시켜서 기계실 내부 부품의 소음기여도를 평가하였다.

압축기와 냉각팬의 전원을 각각 차단했을 때의 소음레벨을 기준 소음레벨과 비교하는 방법으로 소음



(a) 1/3 octave band



(b) Spectrum

Fig. 2 Noise spectrum of the machine room

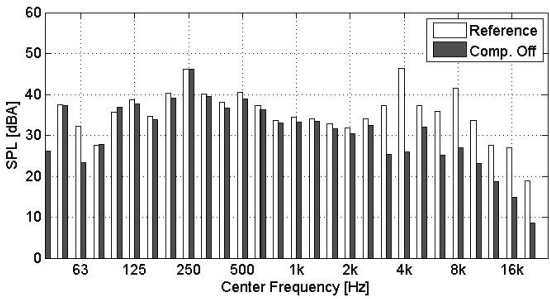
기여도를 평가하고 Table 2와 3에 정리하였다. 20 kHz 이하(1/3 octave band)에서는 압축기의 전원을 차단했을 때 소음저감 레벨이 2.5 dB, 냉각팬의 경우 2.8 dB로 소음 기여도가 유사하였다. 하지만 1 kHz 이하 (spectrum)의 영역에서는 압축기의 전원을 차단했을 때 0.5 dB, 냉각팬의 경우 5.6 dB로 소음레벨이 저감되어 1 kHz 이하의 주파수 영역에서는 냉각팬의 소음 기여도가 매우 높은 것을 확인할 수 있다. Fig. 3에서 보면 압축기의 전원을 차단했을 때는 주요 주

Table 2 Noise contribution level of compressor

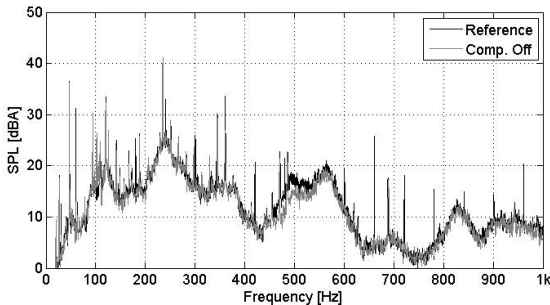
	Reference [dBA]	Comp. Off [dBA]	Difference [dB]
1/3 octave band	53.2	50.7	2.5
Spectrum	51.0	50.5	0.5

Table 3 Noise contribution levels of cooling fan

	Reference [dBA]	C-Fan Off [dBA]	Difference [dB]
1/3 Octave Band	53.4	50.6	2.8
Spectrum	51.1	45.5	5.6



(a) 1/3 octave band



(b) Spectrum

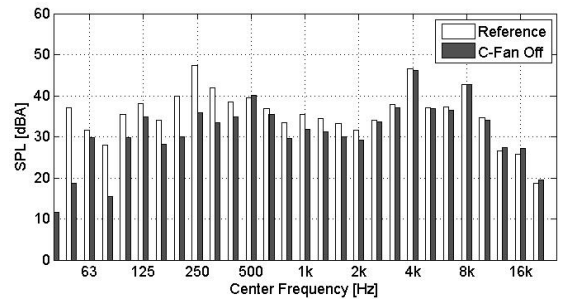
Fig. 3 Noise spectrum when the compressor is off

파수 100 Hz~400 Hz 영역에서는 소음레벨 변화가 없고, 고주파수 2 kHz~8 kHz 영역에서 압축기의 소음 기여도가 큼을 알 수 있다. 반면에 냉각팬의 전원을 차단한 Fig. 4의 결과에서는 100 Hz~400 Hz에서 소음레벨이 현저히 저감되고 기계실 소음에 기여하는 주요 소음원은 냉각팬임을 알 수 있다. 따라서 냉각팬을 대상으로 1 kHz 이하의 주파수 영역에서 소음특성 분석 및 소음저감 대책이 필요하다.

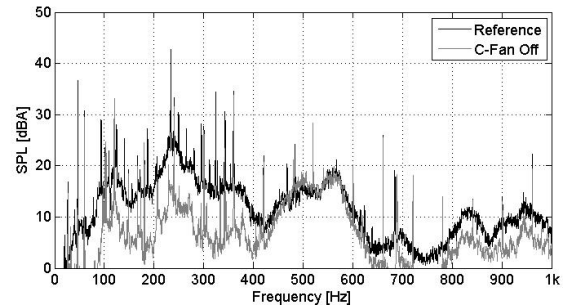
팬에서 발생하는 저주파수 유동소음은 날개 통과주파수(BPF: blade passing frequency)에 의한 영향이 크다⁹⁾. 날개 통과주파수 f_b 는 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$f_b = f_r \times N \tag{1}$$

여기서, f_r 은 회전주파수, N 은 팬의 날개 수이다. 냉각팬의 날개는 3개이며, 회전주파수는 26.2 Hz, 날개 통과주파수는 78.5 Hz이다. Fig. 3(b)에서 보면 냉각팬 소음 스펙트럼에서 냉각팬 날개 통과주파수의 회전 조화(harmonics) 7차 성분인 236 Hz 주파수 영역을 포함한 100 Hz~400 Hz에서 우세하다. 따라서 냉각팬만 운전하는 조건에서 날개 통과주파수



(a) 1/3 octave band



(b) Spectrum

Fig. 4 Noise spectrum when the cooling fan is off

의 조화성분의 주요 가진주파수를 포함하는 100 Hz ~ 400 Hz 주파수 영역에서의 소음저감이 필요하다.

3. 다공판 시스템의 실험적 설계

다공판 시스템(PPS: perforated panel system)은 일종의 헬름홀츠 공명기(Helmholtz resonator)로써 압축기나 연소기 같은 열·유체 기기류에서 발생하는 소음을 저감하는데 효과적인 것으로 판에 다수의 구멍을 뚫어 다공판과 공동(cavity)을 조합한 것이다⁽¹⁰⁾. 다공판 시스템은 공극률, 공극지름, 공동의 길이, 다공판의 두께에 따라 흡음 주파수 대역이 달라진다. 여기서는 Fig. 5와 같이 기계실 좌측면과 냉각팬 사이의 공간에 커버를 삽입하여 다공판 시스템을 설계하였다. Fig. 6의 다공판 시스템 모델은 Fig. 5에서 냉각팬과 좌측면의 유동안내면 공간을 표현한 것이다. 다공판의 두께는 냉각팬의 유로가이드와 동일한

두께 2 mm로 설계하고, Table 4에서의 공동의 길이는 식 (2)와 같이 계산된 등가 공동의 길이 l_{eq} 를 사용하였다.

$$l_{eq} = \frac{h_{cavity}}{A_{cavity}} \tag{2}$$

여기서, h_{cavity} 는 공동의 높이, A_{cavity} 는 공동의 면적을 나타낸다. 따라서 공동의 길이와 다공판의 두께는 고정되기 때문에 공극률과 공극지름 두 개의 설계변수에 대한 소음저감 성능이 우수한 다공판을 실험적으로 설계한다.

먼저 설계변수인 공극률(입사면적에서 공극이 차지하는 비율)에 따른 다공판 시스템의 성능을 평가하였다. 공극지름 3 mm로 고정하고 공극률을 0.7, 1.0, 1.2, 1.7, 2.2 %로 변경하면서 다공판 설치 전·후의 기계실 내부에서 음압레벨을 평가하였다. Table 5의 측

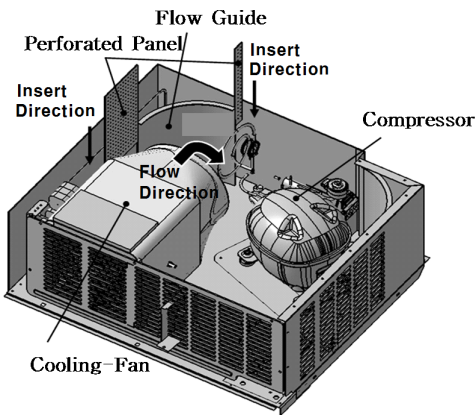


Fig. 5 PPS in the machine room

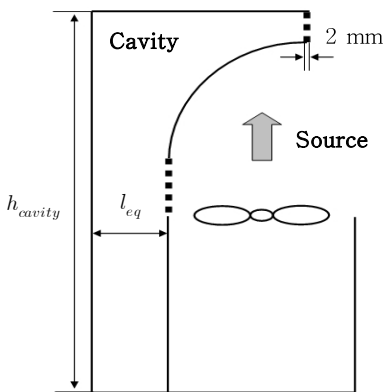


Fig. 6 Designed model of the PPS

Table 4 Dimensions of cavity of the PPS

Area of cavity [mm ²]	Height of cavity [mm]	Equivalence length of cavity [mm]
37 500	500	75

Table 5 Noise levels for different porosities of the PPS

	Reference	Porosity [%]				
		0.7	1.0	1.2	1.7	2.2
SPL [dBA]	51.9	50.2	50.0	49.7	50.0	50.6
Reduction level [dB]	.	1.7	1.9	2.2	1.9	1.3

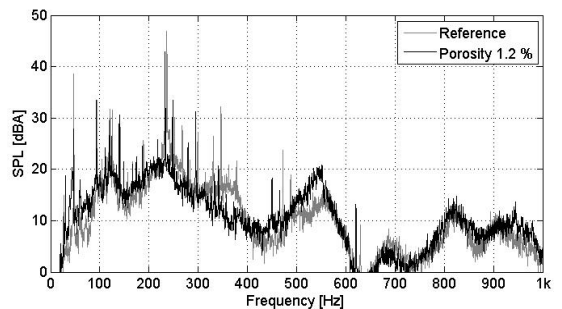


Fig. 7 Comparison of noise spectrums of the machine room with and without the PPS of porosity 1.2 %

정결과에서 주어진 공극지름의 조건에서 흡음능력이 가장 우수한 다공판 시스템은 공극률 1.2%이며, 소음레벨은 49.7 dBA로 기존 대비 2.2 dB의 저감되었다. Fig. 7의 공극률 1.2%의 소음 스펙트럼을 분석해보면 다공판 시스템은 200 Hz ~ 400 Hz의 주파수 영역에서 소음저감 효과가 있으며, 냉각팬의 날개 통과 주파수와 조화성분의 가진주파수의 피크가 저감되는 것을 알 수 있다.

다음은 공극지름에 따른 다공판 시스템의 성능 평가를 위하여 공극률은 소음저감 효과가 상대적으로 우수한 1.2%로 고정하고, 공극지름을 1.5 mm에서 4 mm까지 0.5 mm씩 변경시키면서 다공판 시스템의 성능을 평가하였다. Table 6의 측정결과에서 공극지름에 따라 흡음능력의 차이는 발생하지만 대부분의 다공판이 냉각팬의 소음저감 효과가 있는 것으로 판단된다. 공극지름이 작을수록 소음저감 효과가 좋지만, 공극지름이 가장 작은 1.5 mm의 경우에는 2 mm의 경우보다 소음저감 효과가 감소되므로 공극지름이 너무 작으면 다공판 시스템의 흡음능력이 감소되는 것으로 판단된다. 주어진 공극률 조건에서 흡음능력이 가장 우수한 다공판 시스템은 공극지름 2 mm이며, 49.3 dBA로 기존 대비 2.6 dB의 소

음레벨이 저감되었다. Fig. 8의 공극지름 2 mm의 소음 스펙트럼을 분석해보면 다공판 시스템은 200 Hz ~ 400 Hz의 주파수 영역에서 소음저감 효과가 있으며, 냉각팬의 날개 통과 주파수와 조화성분의 가진주파수의 피크가 저감되는 것을 알 수 있다.

이상의 공극률과 공극지름의 설계변수에 따른 다공판 시스템의 성능 평가를 통하여 공극률 1.2%, 공극지름 2 mm의 다공판 시스템이 소음저감 효과가 가장 우수하다는 것을 확인하였다.

4. 다공판 시스템의 소음저감 평가

빌트인 냉장고가 정상 운전될 때 무향실에서 소음레벨을 평가하므로 도출된 다공판 시스템 모델의 소음저감 효과를 검증하였다. 무향실에서 냉장고 전방과 후방에서 1 m 거리, 지면에서 높이 1.5 m에 마이크로폰을 설치하고 소음레벨을 측정하였다. 다공판 시스템의 설치 전·후에 따라 소음레벨이 28.5 dBA, 23.6 dBA에서 26.7 dBA, 23.0 dBA로 각각 1.8 dB, 0.6 dB의 소음저감 효과가 나타났다. 냉장고의 후방은 가구장으로 차폐되고, 전방의 소음과 비교했을

Table 6 Noise levels for different hole diameter of the PPS

	Reference	Hole diameter [%]					
		1.5	2	2.5	3	3.5	4
SPL [dBA]	51.9	49.7	49.3	49.6	49.7	50.0	50.4
Reduction Level [dB]		2.2	2.6	2.3	2.2	1.9	1.7

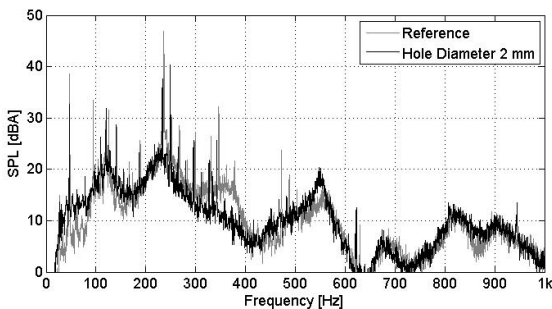
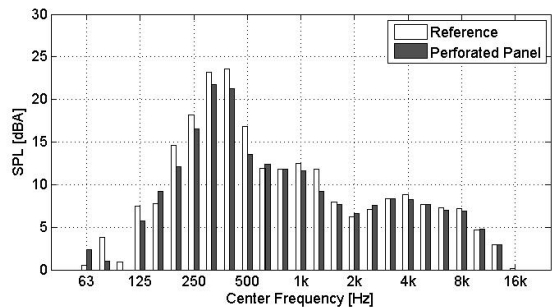
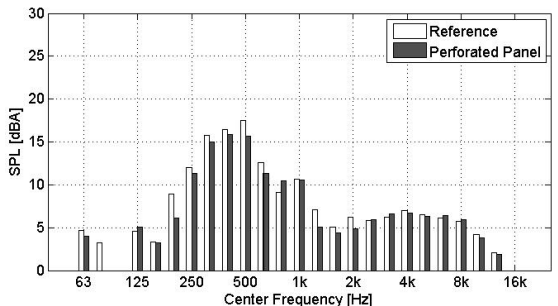


Fig. 8 Comparison of noise spectrums of the machine room with and without the PPS of hole diameter 2 mm



(a) Front side



(b) Rear side

Fig. 9 1/3 octave band of noise spectrums of refrigerator with and without the PPS in the anechoic room

때 상대적으로 소음레벨이 낮기 때문에 소음저감 효과가 낮은 것으로 판단된다.

Fig. 9의 1/3 옥타브 밴드 분석에서 다공판 시스템은 200 Hz ~ 400 Hz 영역의 소음을 효과적으로 저감시키는 것을 알 수 있다. 이상의 결과에서 빌트인 냉장고의 기계실에 다공판 시스템을 적용하여 냉장고의 소음저감 효과를 검증하였다.

5. 결 론

이 연구에서는 빌트인 냉장고 운전 중에 기계실에서 발생하는 소음을 대상으로 소음저감 대책을 수립하였다. 기계실 내부 부품의 소음 기여도 평가를 통하여 소음의 주요 소음원을 규명하고, 주요 소음원인 냉각팬의 소음저감을 위하여 냉장고의 기계실에 적용 가능한 다공판 시스템을 설계 및 성능 평가를 실시하였다. 기계실의 소음저감 대책 수립을 위한 주요 연구 방법 및 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 기계실 소음의 주요 주파수는 100 Hz ~ 400 Hz 영역이고, 기계실 부품의 소음 기여도 평가에서 냉각팬이 기계실의 주요 소음원임이 규명되었다.

(2) 기계실의 여유 공간을 이용하여 다공판 시스템을 설계하고, 공극률과 공극지름의 설계변수에 대하여 흡음능을 분석하였다. 다공판 시스템이 냉각팬의 날개 통과주파수와 조화성분의 가진주파수의 피크를 효과적으로 저감시키는 것을 확인하였다.

(3) 무향실에서 냉장고의 소음레벨을 평가한 결과, 전·후방 각각 1.8 dB, 0.6 dB의 소음저감 효과를 얻을 수 있었다.

References

(1) Fukano, T., Kodama, Y. and Senoo, Y., 1997, Noise Generated by Low Pressure Axial Flow Fans, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 50, No. 1, pp. 63~74.

(2) Lee, J. H., To, K. S. and Lee, S. K., 1999, Analysis of Automotive Engine-cooling Fan Noise Using Tree-wake Panel Method and Acoustic Analogy, *Proceeding of KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 687~699.

(3) Lee, S. K. and Lee, J. H., 2001, Optimization of Axial Fan Noise Using Response Surface Modeling Method, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 11, No. 1, pp. 21~25.

(4) Ham, H. Y., Kim, C. K. and Jun, Y. D., 2002, An Investigation of the Influence of Vane Configuration upon Small-sized Axial Fan Performance, *Proceeding of Summer Conference of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, pp. 717~722.

(5) Yoon, H. Y., Him, C. J. and Song, S. B., 2000, Study on Noise Reduction of an Axial Flow Fan According to the System Characteristics, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 1381~1385.

(6) Lee, S. Y., Heo, S., Cheong, C. U., Kim, S. R. and Seo, M. Y., 2009, Computation of Internal BPF Noise of Axial Circulating Fan in Refrigerators, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 5, pp. 454~461.

(7) KSC9305, 2007, Refrigerator-Freezers and Freezers, *KATS*, 12, 23, pp. 16~17.

(8) Kim, M. C., 2006, Noise Source Identification of Reciprocating Compressor during Start-up, MS Thesis, Keimyung University.

(9) Oh, J. E., Yi, S. J., Lee, S. H., Lee, D. I. and Kim, C. H., 1995, A Study on the Noise Reduction of Axial Fan, *Transaction of the Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 7, No. 1, pp. 142~149.

(10) Seo, J. Y., 2010, A Study on Vibration Isolation and Noise Reduction Design of the Small Centrifugal Fan, MS Thesis, Keimyung University.



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

전달행렬법을 이용하여 지반진동을 받는 전단구조물의 응답해석

Response Analysis of Shear Structure Subjected to Ground Vibration Using the Transfer Matrix Method

조 찬 우* · 이 준 성** · 이 정 윤†
Chan U Jo*, Joon-Seong Lee** and Jung Youn Lee†

(Received July 13, 2018 ; Revised August 21, 2018 ; Accepted August 21, 2018)

Key Words : Expanded Transfer Matrix Method(확장된 전달행렬법), Vibration Analysis(진동해석), Transfer Function(전달함수), Ground Vibration(지반진동)

ABSTRACT

Shear story structures are widely used in industrial equipment structure and building design but are often vibrated during the vibration of the ground. Ground vibration is caused by many variables such as earthquake, mechanical vibration, vehicle and human steps. As a result, a study on the vibrational response of this type of structure is important to both accuracy product and future building designs. Traditionally, finite element methods such as the ANSYS and MIDAS have been used as the primary methods of computing the response of such a structure. However, these methods yield low calculation efficiencies. In this paper, the mechanical model of a four-story shear structures is constructed based on the expanded transfer matrix method. The expanded transfer matrix of the components in the model and the total transfer matrix equation of the structure are derived, and the corresponding MATLAB program is compiled to determine the natural frequencies and response of the structure. The results of the transfer matrix are in good agreement with the results of the modal analysis.

1. 서 론

현대 산업의 고도화로 연구, 개발 및 생산, 검사 공정 등 다양한 분야에서 정밀장비의 사용이 필수적으로 요구되고 있다. 또한 최근에 반도체 핵심 기술이 소형화, 고용량화, 고집적화 됨에 따라 대다수의 반도체 및 디스플레이 장비에서의 고정밀도 및 신뢰성 확보가 시급한 사항이다^(1~3). 생산 공정에서의 정밀도 허용범위가 마이크로미터에서 나노미터 급으로 정밀해지고 있는 현재, 지반진동은 안정적인

동작과 기능을 저해하는 급격한 문제점으로 나타나고 있다⁽⁴⁾. 지반진동은 지진, 설비, 인근 차량 혹은 사람의 유동 등 많은 복합적인 요소들을 변수로 갖는다. 이를 해석하는 방법은 응답스펙트럼해석법^(5,6)과 시간이력해석법⁽⁷⁾ 등이 있으며 응답스펙트럼해석법은 비교적 계산이 용이하고 간편하지만 시간에 따른 구조물의 응답을 구할 수 없다. 이에 비해 시간이력해석법은 운동방정식을 연속적으로 시간 증분마다 단계적으로 수치적분을 함으로서 시간에 따른 구조물의 응답을 해석할 수 있는 방법이지만 시간이 많이 소요되고 막대한 계산량이 요

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Mechanical System Engineering, Kyonggi University
E-mail : jylee@kgu.ac.kr
* Dept. of Mechanical System Engineering, Kyonggi University

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

구되는 단점이 있다. 따라서 간단하게 시간에 따른 구조물의 정상상태의 응답을 구하는 방법이 필요하다.

이를 위해 전단구조물의 지반응답을 전달행렬법^(8,9)을 사용하여 확장된 전달행렬을 만들었으며 기존의 방법에 비해 비교적 손쉽게 해석하는 방법을 개발하였다. 먼저 지반진동의 입력신호를 작성하기 위해 반도체 장비가 설치 예정인 장소의 지반진동에 대한 가속도 신호를 측정하였다. 이 신호를 필터링을 통해 노이즈를 제거하고 변위신호로 변환하였다. 지반과 각 층의 질점과의 전달함수를 확장된 전달행렬로 해석하는 방법을 새롭게 개발하여 지반진동이 각 층의 변위에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 이 론

2.1 전단구조물의 전달행렬법

전달행렬법의 전달행렬을 구하기 위하여 Fig. 1과 같이 나타내었다. Fig. 1에서 i 번째 요소의 횡 방향 전달행렬은 아래 식과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^D = \begin{bmatrix} 1 & 1/k_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U \quad (1)$$

여기서 v, V 는 각각 횡 변위와 전단력을 나타내는 상태벡터이며 U, D 는 요소의 위쪽과 아래쪽을 나타내고 k 는 전단구조물 기둥의 횡 방향의 스프링 상수를 의미한다.

i 번째 질량 m_i 에 대한 위쪽과 아래쪽의 점 전달행렬은 아래와 위 변위가 동일하지만 관성력이 있

므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^U = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^D \quad (2)$$

여기서 스프링과 질량에 대한 행렬을 동시에 고려하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^U &= \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1/k_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 1/k_i \\ -m_i\omega^2 & 1 - (m_i\omega^2/k_i) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U \end{aligned} \quad (3)$$

따라서 i 번째 요소의 전달행렬 T_i 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 1/k_i \\ -m_i\omega^2 & 1 - (m_i\omega^2/k_i) \end{bmatrix} \quad (4)$$

Fig. 1에서 i 번째 질량 m_i 에 F_i 의 주기적인 외부 힘이 작용할 때 관성력을 평형을 고려하면 다음과 같이 나타낼 수 있다⁽⁹⁾.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^U &= \begin{bmatrix} 1 & 1/k_i \\ -m_i\omega^2 & 1 - (m_i\omega^2/k_i) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U \\ &+ \begin{Bmatrix} 0 \\ -F_i \end{Bmatrix}_{i-1}^U \end{aligned} \quad (5)$$

외부 힘을 고려하여 단일 항으로 나타내면 다음과 식과 같이 표현되어진다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_i^U = \begin{bmatrix} 1 & 1/k_i & \dots & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 - (m_i\omega^2/k_i) & \dots & -F_i \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_{i-1}^U \quad (6)$$

따라서 i 번째 요소의 확장된 전달행렬 $[\overline{T}_i]$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[\overline{T}_i] = \begin{bmatrix} 1 & 1/k_i & \dots & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 - (m_i\omega^2/k_i) & \dots & -F_i \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

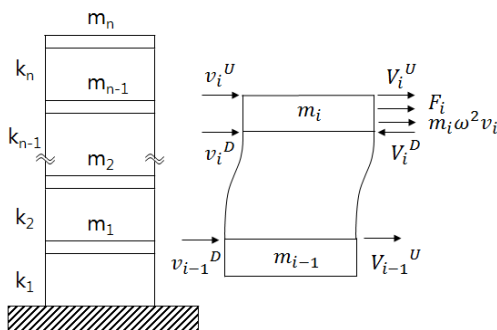


Fig. 1 Transfer matrix schematic diagram and free-body diagram of mass

이때의 상태벡터는 다음 식과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_n^U = [\overline{T}_n] [\overline{T}_{n-1}] \cdot \dots \cdot [\overline{T}_2] [\overline{T}_1] \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0^U \quad (8)$$

$$= [\overline{T}_{all}] \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0^U = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & \dots & u_{13} \\ u_{21} & u_{22} & \dots & u_{23} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0^U \quad (9)$$

전단구조물의 경우 경계조건은 지반이 고정이고 최고층이 자유이므로 상태벡터 $\{Z_i\}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\{Z_n\} = \begin{Bmatrix} v \\ 0 \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_n, \quad \{Z_0\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0 \quad (10)$$

자유진동의 경우 하중 $F_i = 0$ 이므로 $u_{13} = 0$, $u_{23} = 0$ 가 된다. 식 (9)에 식 (10)을 대입하여 고유진동수에 ω 대한 n 차 방정식을 구하면 전단구조물 고유진동수를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$f(\omega) = \det |u_{11}| \quad (11)$$

이 방정식의 n 개의 해를 고유진동수라 한다. 각 차의 고유진동수와 식 (10)의 경계 조건을 식 (11)에 대입하면 각 차에 대한 진동 모드를 구할 수 있다.

강제 진동의 경우 F_i 가 존재하므로 전단구조물의 경우 식 (9)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ 0 \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_n^U = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & \dots & u_{13} \\ u_{21} & u_{22} & \dots & u_{23} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0^U \quad (12)$$

$$0 = u_{22} V_0 + u_{13} \quad (13)$$

$$V_0 = -\frac{u_{13}}{u_{22}} \quad (14)$$

식 (10)에 있는 지반의 상태 벡터를 식 (7)에 대입하면 강제진동이 있을 때 각 지점의 상태벡터를 구할 수 있다. 이를 이용하면 측정 점 i 와 가진 점 j 의 전달함수 $H_{i,j}(\omega)$ 를 해석할 수 있다.

2.2 지반진동 이론

Fig. 2와 같이 지반진동을 받는 비 감쇠계 다자유도계의 운동 방정식은 다음과 같다.

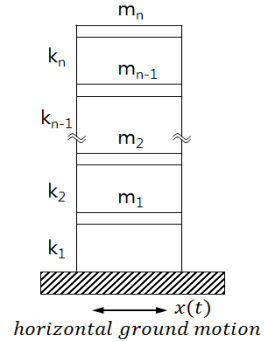


Fig. 2 A multi story structure subjected to horizontal ground motion

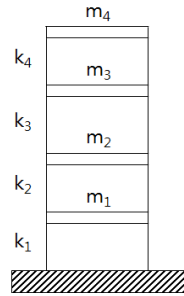


Fig. 3 Model of four story shear structure

Table 1 Natural frequencies of four story shear building

Mode	Natural frequency(Hz)		Remark
	Expanded TMM	Modal analysis	
1st	1.93	1.93	
2nd	4.56	4.56	
3rd	6.77	6.77	
4th	7.46	7.46	

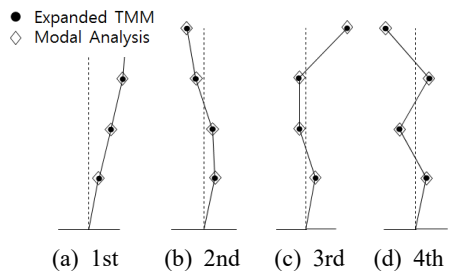


Fig. 4 Mode shapes of the four story shear structure

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = -\{k_1 y(t), 0, \dots, 0\}^T \quad (15)$$

여기서 $[M]$ 은 질량행렬, $[K]$ 는 강성행렬, k_1 은 지반과 질량 m_1 을 연결하는 스프링이고 $y(t)$ 는 지반 진동의 변위이다.

2.3 주파수영역 해석법을 이용한 응답해석

구조물에 가진되는 가진력 $f(t)$ 는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega)e^{i\omega t} d\omega \quad (16)$$

$$F(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (17)$$

식(16)은 주파수함수 $F(\omega)$ 의 역 푸리에 변환 (inverse Fourier transform)이며 식(17)은 시간함수인 $f(t)$ 의 푸리에 변환을 나타낸다.

가진력 $f(t)$ 에 대한 선형시스템의 응답은 식(16)의 각각의 조화 가인에 대한 응답을 조합함으로써 얻어질 수 있으며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{i\omega t} d\omega \quad (18)$$

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (19)$$

여기서 $H(\omega)$ 는 시스템의 전달함수이다.

3. 적용 예

전달행렬법을 이용하고 지반진동을 받는 전단구조물의 응답해석을 검증하기 위하여 Fig. 3과 같이 4층 전단구조물에 대한 고유치 해석을 수행하였다. 수치해석 대상 모델은 제원은 다음과 같다. 질량은 m_1 이 4500 kg, m_2 와 m_3 는 3000 kg, m_4 는 500 kg이다. 스프링 탄성상수는 k_1 이 3200 kN/m이고 k_2 는 2400 kN/m, k_3 는 1600 kN/m, k_4 는 800 kN/m이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 고유진동수와 고유모드

제안된 지반 진동에 확장된 전달행렬법과 모드해

석(modal analysis)을 사용하여 Fig. 3에 나타낸 4층 전단구조물의 고유진동수와 고유모드를 구해 각각 Table 1과 Fig. 4에 나타내었다. 4자유도 계이므로 모두 4개의 고유진동수와 고유모드가 구해졌으며 두 방법이 일치하므로 제안된 방법이 타당함을 알 수 있었다.

4.2 전달함수

지반 진동에 의한 각 층의 진동을 해석하기 위해서는 지반과 각 층 사이의 전달함수가 필요하게 된다. 지반 변위함수가 $y(t)$ 이고 지반과 질량 m_1 사이의 스프링상수를 k_1 으로 하면 지반 진동에 의해 발생하는 힘은 $F_0 = k_1 y(t)$ 가 된다. 이를 식(7)과 식(14)을 이용하여 전달 함수를 구하였으며 Fig. 5에 나타내었다. 지반에 대한 총 4개 층에 대한 전달

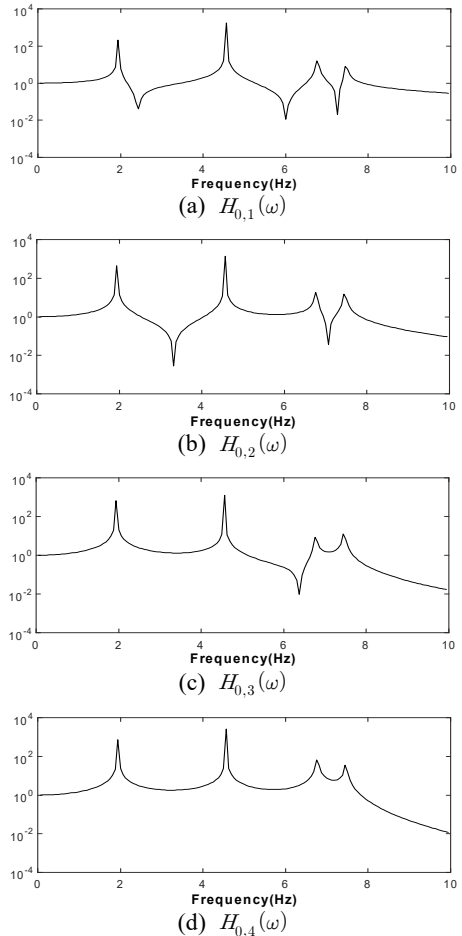


Fig. 5 Transfer function of the four stories shear structure

함수를 나타내었으며 $H_{i,j}(\omega)$ 는 가진 점 i 와 측정 점 j 의 전달함수를 의미한다.

4.3 주기함수에 대한 응답 비교

지반에 Fig. 6과 같이 주기함수인 변위 신호를 주고 각 층의 변위응답을 식 (18)을 사용하여 구하였으며 Fig. 7에 나타내었다. 층이 올라갈수록 변위가

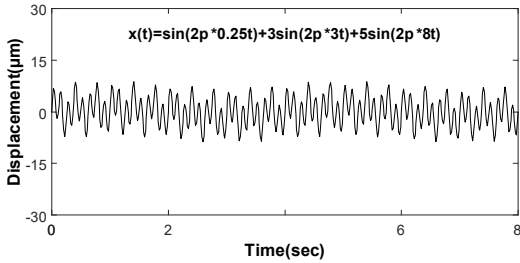


Fig. 6 The displacement time curve for the ground vibration with a period function

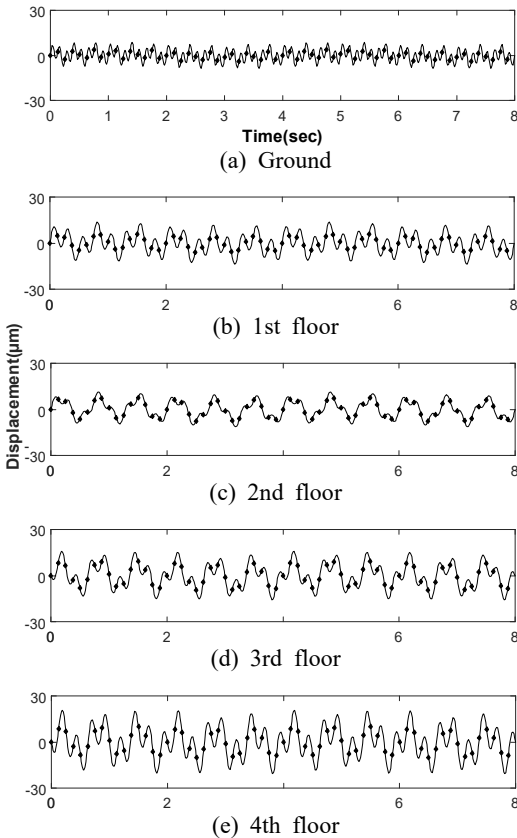


Fig. 7 Calculated each floor displacement by the ground vibration with a period function

많이 발생되었다. 실선은 전달행렬법의 전달함수를 사용하여 예측한 결과이고 점선은 모드 해석(modal analysis)을 사용하여 얻는 결과이다. 두 방법이 잘 일치하였다.

4.4 지반 가속도의 변위 변환

지반진동으로 인한 구조물의 변위응답을 구하기 위해 측정된 지반 가속도를 Fig. 8에 나타내었다.

이 지반진동의 가속도를 시간에 따라 적분하여 속도로 Fig. 9(a)에 나타내었으며 이를 다시 적분하여 변위신호로 변환하여 Fig. 9(b)에 나타내었다. 지반진동 특성상 지반의 변위는 어느 기준 위치에서 진동한다고 볼 수 있으므로 시간에 따른 변위신호의 평균 추세선 값이 수평이 되어야 한다. 하지만 Fig. 9(b)의

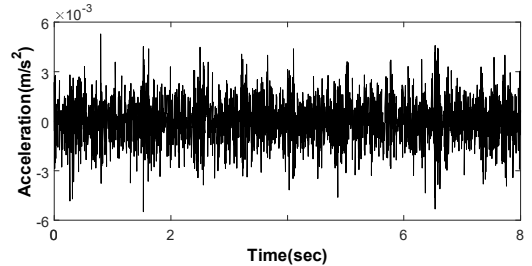


Fig. 8 Ground acceleration signal from the experiment

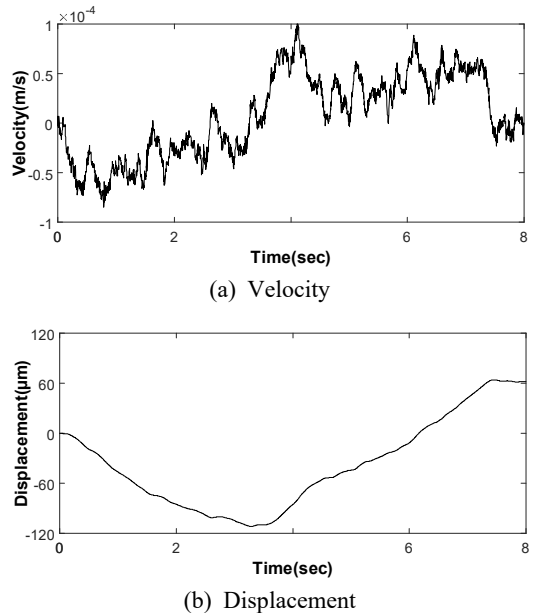


Fig. 9 Velocity and displacement obtained by integrating acceleration

변위신호는 추세선이 수평과 일치하지 않기 때문에 속도에 대해 푸리에 변환하여 Fig. 10에 나타내었으며 검토한 결과 0.5 Hz 이하 성분이 상당히 높게 나타났다. 이는 가속도계 특성상 저주파는 측정하기 어려워 노이즈를 측정할 가능성이 높기 때문이다.

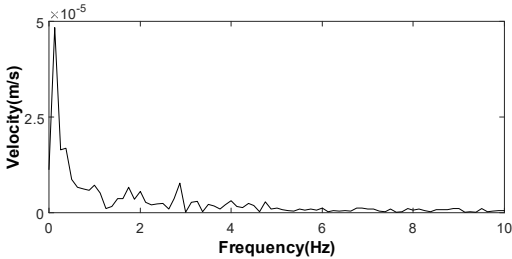


Fig. 10 The FFT of the velocity obtained by integrating experimental acceleration

하이패스필터를 사용하여 변위의 추세선이 수평이 되도록 문제되는 0.5 Hz 이하의 저주파 성분을 제거한 다음 역 푸리에 변환을 하여 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11에 있는 가속도, 속도, 변위의 추세선을 보면 수평과 잘 일치함을 알 수 있다. 또한 Fig. 8의 실험한 가속도와 필터링한 가속도 신호가 거의 같음을 알 수 있다. 따라서 지반진동의 변위는 Fig. 11(a)를 사용하여 전달구조물의 응답해석을 하였다.

4.5 지반 진동에 의한 응답 비교

Fig. 11(a)에 있는 지반 변위함수를 입력으로 전달 구조물에 적용한 결과 각 층의 변위응답은 Fig. 12와 같이 나타났다. 실선은 전달행렬법의 전달함수를 사용하여 예측한 결과이고 점선은 모드 해석(modal analysis)을 사용하여 얻는 결과이다. 두 방법이 잘 일치하여 제안한 방법이 타당함을 알 수 있었다.

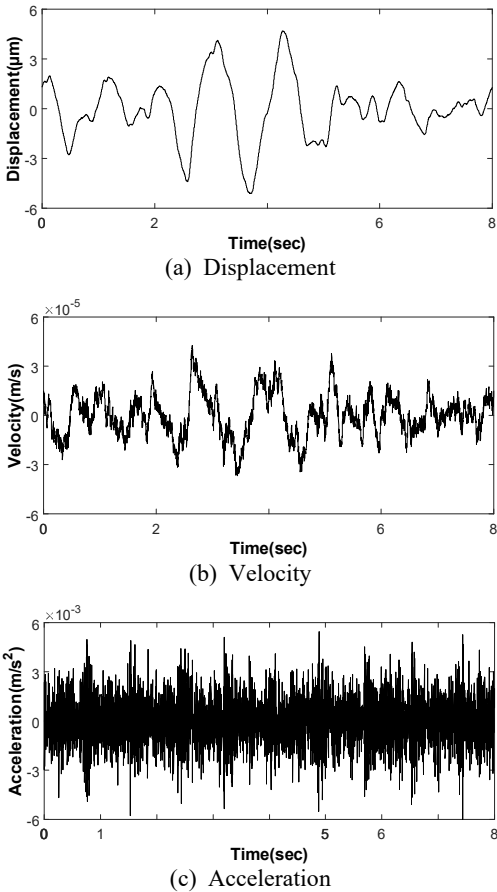


Fig. 11 Displacement, velocity and acceleration with the high-pass filter

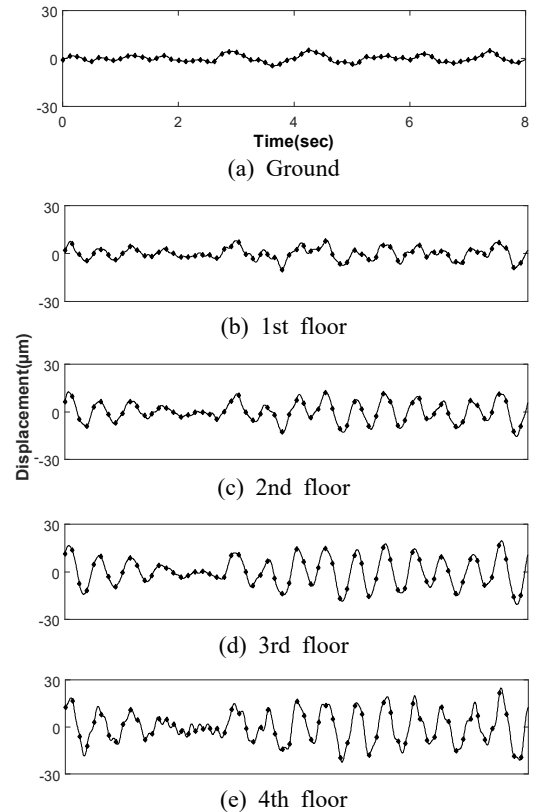


Fig. 12 Calculated each floor displacement by the ground vibration with experiment

5. 결 론

지반진동이 있을 때 전단구조물의 응답해석을 전달행렬법을 이용하여 해석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 확장된 전달행렬법을 사용하여 전단구조물의 전달함수를 해석하는 방안을 개발하였다.
- (2) 지반진동이 있을 때 전달함수와 푸리에 변환과 역 변환을 이용하여 전단 구조물의 응답을 해석하는 방안을 제시하였다.
- (3) 측정된 지반 가속도 신호의 노이즈를 제거하여 지반 변위 신호로 변환하는 방법을 제시하였다.
- (4) 지반 진동에 의한 전단 구조물의 응답을 제안한 방법과 모드해석으로 해석한 방법으로 비교한 결과 서로 잘 일치하여 제안한 방법의 타당성을 검증하였다.

후 기

이 연구는 2017학년도 경기대학교 대학원 연구장학생 장학금 지원에 의해 수행되었음.

References

(1) Normura, K., Kamiya, T. and Hosono, H., 2011, Bipolar Oxide Thin-film Transistor, *Advanced Materials*, Vol. 23, pp. 3431~3434.

(2) Park, C., 2017, A Study on Technology Diffusion Trend Considering Technological Performance Enhancement and Economics: Case of Technology Evolution of 32 nm, 22 nm, 14 nm Logic Semiconductors, *Journal of the Korea Academia-Industrial Cooperation Society*, Vol. 18, No. 2, pp. 177~184.

(3) Lewyn, L. L., Ytterdal, A. C. and Martin, K., 2009, Analog Circuit Design in Nonoscale CMOS Technologies, Vol. 97, No. 10, pp. 1687~1714.

(4) Robert, M. S., 2012, Ultra-precision Engineering in Lithographic Exposure Equipment for the Semiconductor Industry, *Philosophical Transactions of the Royal Society*, Vol. 370, pp. 3950~3972.

(5) Patil, S. S., Ghadge, S. A., Konapure, C. G. and Ghadge, C. A., 2014, Seismic Analysis of High-Rise

Building by Response Spectrum Method, *International Journal of Computational Engineering Research*, Vol. 3, No. 3, pp. 272~279.

(6) Ky, L., Chatpan, C. and Toshiro, H., 2014, Seismic Shear Forces in Shear Walls of a Medium-rise Building Designed By Response Spectrum Analysis, *Engineering Journal*, Vol. 18, No. 4, pp. 73~95.

(7) Hosseini, M., Hosseini, B. and Safi, Z., 2017, Seismic Design Evaluation of Reinforced Concrete Buildings for Near-source Earthquakes by Using Nonlinear Time History Analyses, *Procedia Engineering*, Vol. 199, pp. 176~181.

(8) Kim, J. H., Kwak, J. H., Lee, J. W. and Lee, J. Y., 2016, Dynamic Analysis of Cracked Timoshenko Beams Using the Transfer Matrix Method, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 26, No. 2, 179~186.

(9) Lee, J. W. and Lee, J. Y., 2016, Free Vibration Analysis Using the Transfer-matrix Method on a Tapered Beam, *Computers and Structures*, Vol. 164, pp. 75~82.



Chan U Jo received a B.E in mechanical engineering in 2016 from Kyonggi University in Suwon, Republic of Korea. He is currently an MS candidate graduate at the department of mechanical engineering, Kyonggi University. His research interests are in Structural Response by Ground Vibration and Modal Analysis of Vibration.



Jung Youn Lee is Professor of Dept. of Mechanical System Engineering at Kyonggi University, where he has been since 1996. He received a B.S., an M.S. and his Ph.D. from Hanyang University in 1979, 1989 and 1992 respectively. His research interests are in System Identification, Structural Modification, Inverse Problem, Modal Analysis and Sensitivity Analysis of Vibration.

전달행렬법을 이용한 레버형 반공진 진동 절연기 특성 연구

Study on Performances of the Lever Type Anti-resonance Vibration Isolator Using Transfer Matrix Method

윤 종 환* · 이 형 일†
Jong-Hwan Yun* and Hyeongill Lee†

(Received July 16, 2018 ; Revised August 21, 2018 ; Accepted August 21, 2018)

Key Words : Transfer Matrix(전달행렬), Lever Mechanism(레버 메커니즘), Anti-resonance(반공진), Vibration Isolator(진동절연기), Accelerance(가속도 주파수 응답 함수), Dynamic Characteristics(동특성)

ABSTRACT

Transfer matrix for the lever type dynamic anti-resonance vibration isolator (L-DAVI) is defined by the vector type four pole parameter method. Defined matrix is applied to a 2-DOF vibratory system with an L-DAVI to obtain the transfer matrix for the total system. The accuracy of the transfer matrix for the L-DAVI is validated by comparing system accelerance from transfer matrix method (TMM) with that from conventional method. Accelerance for a 4-DOF target system simulating a real mechanical system is calculated using TMM. Finally the optimal configuration and location of the L-DAVI(s) to improve system accelerance are investigated using the transfer matrix for the L-DAVI in the first step. The effects of L-DAVI are studied by comparing response characteristics of the modified system with that of original system along with the advantages of TMM over the conventional method.

1. 서 론

시스템 내의 각 요소 사이에서 진동 전달을 저감하는 것은 기계공학의 전통적인 문제점의 하나이며 이러한 목적을 달성하기 위한 연구가 지속적으로 수행되어 왔다. 또한 그 결과로 여러 장치들과 방법들이 소개되었으며 다양한 공학 분야에 적용되고 있다⁽¹⁻⁵⁾. 그러한 방법 중의 하나가 시스템 내에 반공진 특성을 도입하여 진동 전달을 저감하는 반공진 진동 절연기(dynamic anti-resonance vibration isolator: DAVI)이다^(3,4). 이 방법의 하나의 형태가 레버를 이용하여 절연기 내의 관성을 연성시킴으로써 반공진 현상을

도입시키는 레버형 반공진 진동 절연기이며 이 시스템에 대한 다양한 연구가 진행되어 왔다⁽³⁻⁶⁾. Flannelly는 하나 이상의 레버와 스프링, 감쇠기를 조합한 다양한 형태의 레버-감쇠 절연기(lever-damper isolator: LDI)를 제안하였다⁽³⁾. 또한, Yilmaz와 Kikuchi는 반공진 진동 절연기의 운동 방정식을 유도하고 이를 이용하여 스프링 강성, 레버비 및 질량비가 절연기의 성능에 미치는 영향을 분석하였다⁽⁴⁾. Li와 Gohnert는 두 개의 레버, 스프링 및 감쇠기로 이루어진 레버-감쇠 절연기를 소개하였다⁽⁵⁾. 마지막으로 Yun 등은 레버형 반공진 진동 절연기의 설계 변수들에 대한 매개변수 연구를 통하여 절연기의 구성이 성능에 미치는 영향을 분석하였다⁽⁶⁾.

† Corresponding Author; Member, School of Automotive Engineering, Kyung-pook National University
E-mail: hilee@knu.ac.kr

* Member, Department of Automobile, Yeosu Institute of Technology

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

많은 경우에 있어 여러 개의 하위 시스템으로 구성되어 있는 대형 시스템의 동적인 특성은 하위 시스템들의 특성을 이용하여 나타낼 수 있으며, 이러한 접근 방법의 하나가 입력단과 출력단 사이의 관계를 나타내는 네 개의 주파수 함수를 이용하여 시스템의 특성을 정의하는 기계적 4단 정수법이다⁽⁷⁾. 이러한 접근 방법의 장점은 전체 시스템의 전달함수를 시스템을 구성하고 있는 하위 시스템의 전달함수를 단순히 곱하여 구할 수 있다는 점이다⁽⁸⁾. 또한 단수입력-단수출력(single-input/single-output: SISO) 시스템의 경우 앞에서 설명된 기계적 4단 정수가 해당 시스템의 전달행렬과 동일하다⁽⁹⁾. 마지막으로 복잡한 기계공학 시스템의 전달행렬은 시스템을 구성하고 있는 요소들의 전달행렬을 이용하여 정의될 수 있다^(10,11).

이 연구에서는 레버형 반공진 진동 절연 시스템에 대한 4단 정수를 유도한다. 또한 레버형 반공진 진동 절연 시스템이 SISO 시스템임을 고려하여 유도된 4단 정수를 시스템의 전달행렬로 정의한다. 이렇게 정의된 L-DAVI 시스템의 전달행렬을 이용하여 이 시스템이 포함된 간단한 시스템의 응답특성을 계산한 다음 그 결과를 미분방정식과 행렬을 이용한 전통적인 방법으로 얻어진 결과와 비교하여 해당 전달행렬의 정확도를 검증한다. 마지막으로 L-DAVI 시스템을 적용하여 4자유도 진동 시스템의 응답특성을 개선하는 방법을 검토한다. 특정한 주파수 영역의 응답특성을 개선하기 위한 L-DAVI 시스템(들)의 최적 구성과 위치를 검토하고 검토된 L-DAVI 시스템을 적용했을 때 나타나는 응답특성 개선 효과를 이 연구에서 제시된 접근 방법을 이용하여 검토한다.

2. 전달행렬법 (Transfer Matrix Method: TMM)

선형 특성을 가진 복잡한 시스템을 각각의 기계적인 특성을 가진 여러 개의 하위 시스템으로 분리한 다음 이들을 이용하여 원래 시스템의 특성을 정의하는 방법이 전달행렬법이다^(10,11). 이 연구에서는 기계적인 4단 정수를 바탕으로 입, 출력단의 속도와 작용력 벡터로 이루어진 상태벡터를 기준으로 하위 시스템의 전달행렬들을 정의하였다. 전달행렬은 이 상태벡터를 입력단에서 출력단으로 전달하며 전체 시스템

의 특성은 각 하위 시스템의 전달행렬을 조합하여 구할 수 있다.

2.1 TMM의 개요

SISO 시스템의 전달행렬의 개념은 기계적인 4단 정수를 이용하여 식 (1)과 같은 행렬방정식으로 나타낼 수 있다⁽⁷⁾.

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_1 \\ \bar{V}_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{F}_2 \\ \bar{V}_2 \end{Bmatrix} = \Gamma_{12} \begin{Bmatrix} \bar{F}_2 \\ \bar{V}_2 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

이 식에서 Γ_{12} 는 주어진 시스템의 입력단과 출력단 사이의 전달행렬이며 $\{\bar{F}_1, \bar{V}_1\}^T$ 과 $\{\bar{F}_2, \bar{V}_2\}^T$ 는 각각 양단의 작용력 및 속도 벡터이다⁽⁷⁾.

$$\alpha_{11} = \left. \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_2} \right|_{\bar{V}_2=0} \quad \alpha_{12} = \left. \frac{\bar{F}_1}{\bar{V}_2} \right|_{\bar{F}_2=0}$$

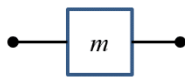
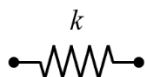
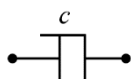
$$\alpha_{21} = \left. \frac{\bar{V}_1}{\bar{F}_2} \right|_{\bar{V}_2=0} \quad \alpha_{22} = \left. \frac{\bar{V}_1}{\bar{V}_2} \right|_{\bar{F}_2=0} \quad (2)$$

위 식에서 $\bar{V}_i=0$ 는 i 단이 고정단이라는 의미이며 $\bar{F}_i=0$ 는 i 단이 자유단이라는 의미이다. 위의 정의에 따라 진동시스템의 기본 요소들에 대한 전달함수를 유도하면 Table 1과 같다⁽⁷⁾.

2.2 연결 시스템의 전달행렬

공학적인 시스템 연결 방법은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 1) 직렬연결 2) 병렬연결로 크게 나뉘어진다. 직렬연결에서 i 번째 요소의 출력단은 $(i+1)$ 번째 요소의 입력단과 동일하다. 병렬연결의 경우에는 그

Table 1 Transfer matrices for the basic vibration elements

Element	Symbol	Transfer matrix (G)
Mass		$\begin{bmatrix} 1 & i\omega m \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$
Spring		$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ i\omega/k & 1 \end{bmatrix}$
Damper		$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/c & 1 \end{bmatrix}$

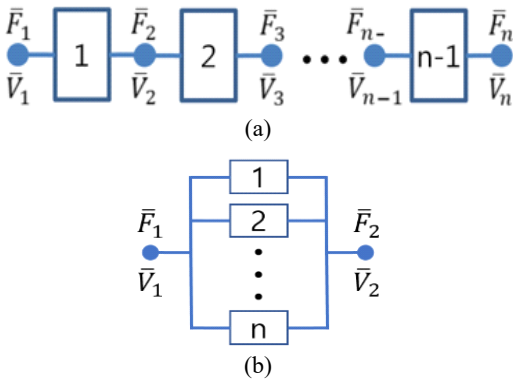


Fig. 1 System with multiple subsystems connected in serial or parallel

림에서 보는 바와 같이 연결된 모든 요소들이 하나의 입력단과 하나의 출력단을 공유하게 된다. 또한 Fig. 1(a)에 주어진 시스템과 같이 (n-1)개의 요소가 직렬로 연결된 전체 시스템의 전달행렬은 각 하위시스템의 전달행렬을 이용하여 식 (3)과 같이 정의된다⁽⁷⁾. 이 식에서 $\Gamma_{(i)(i+1)}$ 는 i번째 요소의 전달행렬을 표시한다.

$$\begin{cases} \begin{Bmatrix} \bar{F}_1 \\ \bar{V}_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \dots & \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & & \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix}_1 \dots \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix}_{n-1} \begin{Bmatrix} \bar{F}_n \\ \bar{V}_n \end{Bmatrix} \\ \begin{Bmatrix} \bar{F}_1 \\ \bar{V}_1 \end{Bmatrix} = \Gamma_{12} \Gamma_{23} \dots \Gamma_{(n-1)(n)} \begin{Bmatrix} \bar{F}_n \\ \bar{V}_n \end{Bmatrix} \end{cases} \quad (3)$$

또한 n개의 하위요소가 병렬로 연결되어 있는 시스템의 전체 전달행렬은 다음의 식 (4)와 같이 구할 수 있다⁽¹¹⁾. 이 식에서 $(\alpha_{mn})_i$ 는 i번째 요소의 전달행렬을 구성하고 있는 각 요소를 표시한다⁽⁷⁾.

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_1 \\ \bar{V}_1 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} \\ \beta_{21} & \beta_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{F}_2 \\ \bar{V}_2 \end{Bmatrix} \quad (4a)$$

$$\begin{cases} \beta_{11} = \frac{P}{Q}, \quad \beta_{12} = \frac{PR - Q^2}{Q}, \\ \beta_{21} = \frac{1}{Q}, \quad \beta_{22} = \frac{R}{Q} \end{cases} \quad (4b)$$

$$\begin{cases} \beta_{11} = \frac{P}{Q}, \quad \beta_{12} = \frac{PR - Q^2}{Q}, \\ \beta_{21} = \frac{1}{Q}, \quad \beta_{22} = \frac{R}{Q} \end{cases} \quad (4c)$$

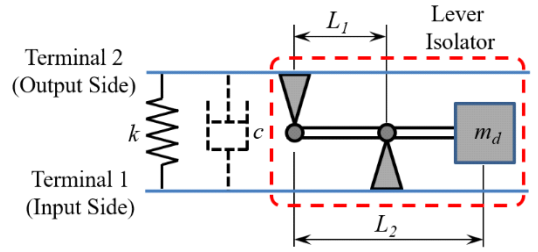


Fig. 2 Mechanical model of the L-DAVI system

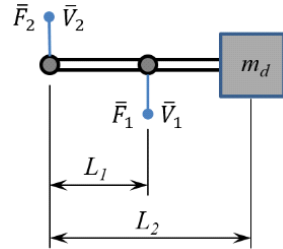


Fig. 3 Mechanical model of the lever isolator

3. L-DAVI에 대한 전달행렬

3.1 L-DAVI에 대한 전달행렬의 유도

L-DAVI 시스템의 개략적인 설명도가 다음 Fig. 2에 주어져 있다. 그림에서 보는 바와 같이 시스템에는 레버형 절연기가 스프링과 감쇠기와 병렬로 연결되어 있다. 이 연구에서는 시스템 내에서 질량을 형성시키는 레버의 질량과 질량관성모멘트는 무시할 수 있다고 가정하였다.

일반적으로 원래의 L-DAVI 시스템에는 별도의 감쇠기가 포함되어 있지 않으나 이 연구에서는 시스템의 고유한 구조 또는 재료 감쇠를 표현하기 위하여 적절한 크기의 점성감쇠를 추가하였다. 따라서 Fig. 2에 주어진 전체 시스템의 전달행렬(Γ_{DAVI})은 다음 식과 같이 스프링, 감쇠기 및 절연기에 대한 전달행렬을 이용하여 식 (4)와 같이 정의할 수 있다. 스프링과 점성감쇠에 대한 전달행렬은 Table 1에 주어져 있으므로 전체 시스템의 전달행렬(Γ_{DAVI})를 구하기 위해서는 우선 절연기의 전달행렬을 정의하여야 한다. 절연기에 대한 간략도와 입력단과 출력단이 Fig. 3에 설명되어 있다. 2.1절에 설명되어 있는 방법과 식 (2)를 이용하여 절연기에 해당하는 전달행렬(Γ_L)을 구하면 식 (5)와 같다.

$$\Gamma_L = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_L & (\alpha_{12})_L \\ (\alpha_{21})_L & (\alpha_{22})_L \end{bmatrix} \tag{5a}$$

$$(\alpha_{11})_L = \left. \frac{\bar{F}_1}{\bar{F}_2} \right|_{\bar{V}_2=0} = \frac{r_l}{(r_l-1)} \tag{5b}$$

$$(\alpha_{12})_L = \left. \frac{\bar{F}_1}{\bar{V}_1} \right|_{\bar{F}_2=0} = 0 \tag{5c}$$

$$(\alpha_{21})_L = \left. \frac{\bar{V}_1}{\bar{F}_2} \right|_{\bar{V}_2=0} = \frac{1}{i\omega m_d r_l (r_l-1)} \tag{5d}$$

$$(\alpha_{22})_L = \left. \frac{\bar{V}_1}{\bar{V}_2} \right|_{\bar{V}_2=0} = \frac{(r_l-1)}{r_l} \tag{5e}$$

이 식에서 $r_l = L_2/L_1$ 은 절연기의 레버비(lever ratio)이며 ω 는 조화 입력의 각진동수이다.

다음으로 스프링과 감쇠기 병렬조합의 전달행렬 (Γ_{kc})은 Table 1에 주어진 각 요소의 전달행렬과 식 (4a)~(4c)를 이용하여 식 (6)과 같이 유도된다.

$$\Gamma_{kc} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{kc} & (\alpha_{12})_{kc} \\ (\alpha_{21})_{kc} & (\alpha_{22})_{kc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k+i\omega c} & 1 \end{bmatrix} \tag{6}$$

따라서, 이상을 종합하여 전체 L-DAVI 시스템에 대한 전달행렬(Γ_{DAVI})은 Γ_{kc} 와 Γ_L 로부터 식 (7)과 같이 유도된다.

$$\Gamma_{DAVI} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix} \tag{7a}$$

$$(\alpha_{11})_{DAVI} = \frac{(\alpha_{11})_{kc}(\alpha_{21})_L + (\alpha_{21})_{kc}(\alpha_{11})_L}{(\alpha_{21})_{kc} + (\alpha_{21})_L} \tag{7b}$$

$$(\alpha_{12})_{DAVI} = -\frac{(\alpha_{21})_{kc} + (\alpha_{21})_L}{(\alpha_{21})_{kc}(\alpha_{21})_L} + (\alpha_{22})_{DAVI} \frac{(\alpha_{11})_{kc}(\alpha_{21})_L + (\alpha_{21})_{kc}(\alpha_{11})_L}{(\alpha_{21})_{kc}(\alpha_{21})_L} \tag{7c}$$

$$(\alpha_{21})_{DAVI} = \frac{(\alpha_{21})_{kc}(\alpha_{21})_L}{(\alpha_{21})_{kc} + (\alpha_{21})_L} \tag{7d}$$

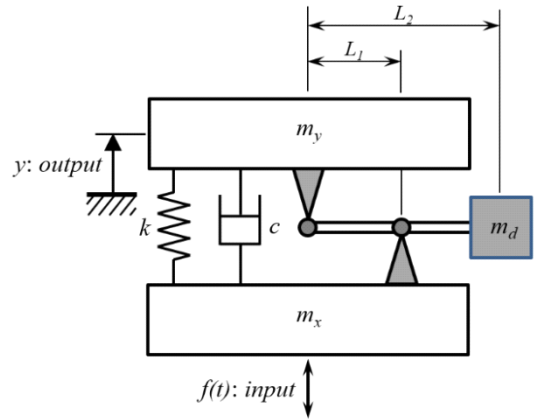


Fig. 4 Model for the validation of transfer matrix for the L-DAVI

Table 2 Specifications of the validation system

Description		Unit	Value	
Base system	Upper base (m_x)	kg	0.158	
	Lower base (m_y)	kg	0.158	
L-DAVI system	Spring (k)	N/m	20,000	
	Damper (c)	Ns/m	7.507	
	Lever isolator	Control mass (m_d)	kg	0.126
		L_1	m	0.023
		L_2	m	0.046

$$(\alpha_{22})_{DAVI} = \frac{(\alpha_{22})_{kc}(\alpha_{21})_L + (\alpha_{21})_{kc}(\alpha_{22})_L}{(\alpha_{21})_{kc} + (\alpha_{21})_L} \tag{7e}$$

3.2 전달행렬의 검증

Γ_{DAVI} 에 대한 타당성은 L-DAVI 시스템을 포함한 있는 2자유도 불구속 시스템의 응답특성을 검증함으로써 확인하였다. Fig. 4에 나타난 바와 같이, 이 검증 시스템은 두 질량 m_x 와 m_y 가 L-DAVI 시스템을 통하여 연결되어 있다. L-DAVI 시스템을 포함한 전체 시스템의 기계적인 체원은 Table 2에 제시되어 있다.

이 시스템의 입력단에 단위 조화력이 작용할 때 출력단에 나타나는 가속도의 크기를 Γ_{DAVI} 를 이용한 전달행렬법으로 계산한 다음 그 결과를 전통적인 방법에 의한 결과와 비교함으로써 Γ_{DAVI} 의 타당성을 확인하였다. 전통적 방법에서는 Fig. 4에 주어진 시스템에 대하여 정의된 질량, 감쇠 및 강성 행렬을 이용하여 구하였다.

(1) 전통적 방법

이전 연구에서는 이 시스템과 유사한 시스템을 전통적 방법과 수치해석을 이용하여 분석하였으며 해당 연구에서는 해밀턴의 원리를 이용하여 시스템의 자유진동에 대한 운동방정식을 식 (8)과 같이 유도하였다⁽⁶⁾.

$$(m_x + m_d r_l^2) \ddot{x} + m_d (r_l^2 - r_l) \ddot{y} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = f(t) \tag{8a}$$

$$m_d (r_l^2 - r_l) \ddot{x} + (m_y + m_d (r_l^2 - 1)) \ddot{y} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \tag{8b}$$

이들 식들은 식 (9a)와 같이 행렬의 식으로 재배열될 수 있으며 질량, 감쇠 및 강성 행렬들은 식 (9b) ~ (9d)와 같이 정의된다.

$$[M] \{\ddot{X}\} + [C] \{\dot{X}\} + [K] \{X\} = \{F\} \tag{9a}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_x + m_d r_l^2 & m_d (r_l^2 - r_l) \\ m_d (r_l^2 - r_l) & m_y + m_d (r_l^2 - 1) \end{bmatrix} \tag{9b}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \tag{9c}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \tag{9d}$$

검증 시스템의 응답 특성은 위에서 얻어진 행렬들을 바탕으로 다음 식 (10)을 이용하여 계산할 수 있다. 이 식에서 ω 는 가진력 $f(t)$ 의 각진동수이며 $\{X\}$ 와 $\{F\}$ 는 각각 시스템의 변위 및 가진력 벡터이다. Fig. 4에 주어진 시스템의 경우 이 두 벡터는 각각 $\{X\} = \{X \ Y\}^T$ 및 $\{F\} = \{F_1 \ 0\}^T$ 로 표시될 수 있다.

$$(-\omega^2 [M] + i\omega [C] + [K]) \{X\} = \{F\} \tag{10}$$

(2) 전달행렬법

Fig. 4에서 알 수 있는 바와 같이 검증 시스템은 두 질량과 L-DAVI 시스템의 직렬연결로 구성되어 있다. 따라서, 검증 시스템의 전체 전달행렬은 Table 1에 제시되어 있는 질량의 전달행렬과 식 (7)로 구할 수 있는 Γ_{DAVI} 를 이용하여 식 (11)과 같이 구할 수 있다.

$$\Gamma_{14} = \Gamma_{12} \Gamma_{23} \Gamma_{34} \tag{11a}$$

$$\Gamma_{12} = \Gamma_{m_x} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega m_x \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{11b}$$

$$\Gamma_{23} = \Gamma_{DAVI} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix}_{23} \tag{11c}$$

$$\Gamma_{12} = \Gamma_{m_y} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega m_y \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{11d}$$

(3) 검증 결과

Fig. 5에 전달행렬을 이용하여 계산된 검증 시스템의 조화응답을 전통적 방법을 이용하여 계산된 결과와 비교 검증하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 두 방법으로 계산된 검증 시스템 엑셀러런스 \ddot{Y}/F 는 주어진 주파수 영역에서 서로 완전히 일치하고 있다. 따라서 앞 장에서 정의된 L-DAVI 시스템의 전달행렬은 이러한 형태의 절연기를 포함한 기계 시스템의 동적인 특성을 예측하는데 충분한 정확도를 가진다고 할 수 있다.

4. 제안된 전달행렬의 적용

이 절에서는 진동 시스템의 전달특성을 개선하기 위하여 L-DAVI 시스템을 적용하는 방법에 대하여 검토한다. L-DAVI 시스템을 이용하여 개선된 진동계의 응답특성을 앞 장에서 유도된 L-DAVI 시스템의 전달

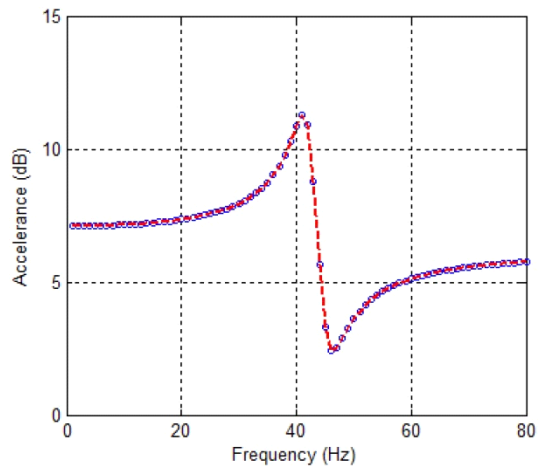


Fig. 5 Harmonic response of the validation system. Key: $\circ \circ$, transfer matrix method; ---, conventional method

행렬(Γ_{DAVI})을 기반으로 전달행렬법을 이용하여 계산하고 이를 원래 진동계의 특성과 비교함으로써 해당 시스템의 효과를 분석한다. 또한 전달 특성의 개선이 필요한 목표 주파수 영역에 대하여 적용할 L-DAVI 시스템의 최적화를 검토한다. 이 과정에서 전달행렬법을 통하여 계산된 시스템 응답특성을 기준으로 해당 주파수 영역에서 최대 효과를 제공하는 L-DAVI 시스템의 최적위치와 구성을 검토한다.

4.1 대상 시스템

이 절의 연구의 대상 시스템인 4자유도 진동시스템의 구성이 Fig. 6에 제시되어 있다. 또한 대상 시스템의 기계적인 제원은 Table 3에 주어져 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 이 시스템은 비구속 4자유도 시스템으로 3개의 ‘0’이 아닌 고유진동수를 가진다. 시스템의 고유진동 특성을 식(10)에 제시된 전통적 방법을 이용하여 조사하였다.

이렇게 얻어진 3개의 고유진동수와 각각에 해당하는 고유진동 모드가 Fig. 7에 주어져 있다.

또한 m_1 에 가해진 조화 가진력에 의해 m_4 에 나타나는 수평방향 가속도를 전달행렬법을 이용하여 계산하였다. 대상 시스템 내의 질량들에 대한 전달행렬을 Table 1에 주어진 식을 이용하여 정의하였다. 또한 스프링과 감쇠기의 병렬연결로 구성되어 있는 각 질량들 사이의 연결부에 대한 전달행렬은 식(6)을 이용하

여 구하였다. 따라서, m_1 의 입력단과 m_4 의 출력단 사이의 전체 전달행렬(Γ_{18})은 다음 식(12)와 같이 구할 수 있다. 식에서 알 수 있는 바와 같이 Γ_{18} 은 시스템을 구성하고 있는 각 요소에 대한 7개의 전달행렬을 연속적으로 곱한 행렬로 나타난다. 예를 들어 Γ_{67} 은 k_{34} 와 c_{34} 의 병렬연결에 대한 전달행렬이며 Γ_{78} 은 m_4 에 대한 전달행렬이다.

$$\Gamma_{18} = \Gamma_{12}\Gamma_{23}\Gamma_{34}\Gamma_{45}\Gamma_{56}\Gamma_{67}\Gamma_{78} \tag{12a}$$

$$\Gamma_{(2i-1)(2i)} = \Gamma_{m_i} = \begin{bmatrix} 1 & i\omega m_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad i = 1, 2, 3, 4 \tag{12b}$$

$$\Gamma_{(2j)(2j+1)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{i\omega}{k_{(2j)(2j+1)} + i\omega c_{(2j)(2j+1)}} & 1 \end{bmatrix} \tag{12c}$$

위의 행렬을 이용하여 계산된 \ddot{Y}/F 가 다음 Fig. 8에 주어져 있다. 그림에서 보는 바와 같이 Fig. 7에 제시된 시스템의 고유진동수들에 해당하는 3개의 피크가 뚜렷하게 나타난다.

4.2 L-DAVI 시스템 적용

이 절에서는 Fig. 8에 제시되어 있는 대상 시스템의 \ddot{Y}/F 를 개선하기 위하여 L-DAVI 시스템을 적용하는 방안에 대하여 검토한다. 이 연구의 세부 목적은 L-DAVI 시스템을 적용함으로써 세 번째 및 네

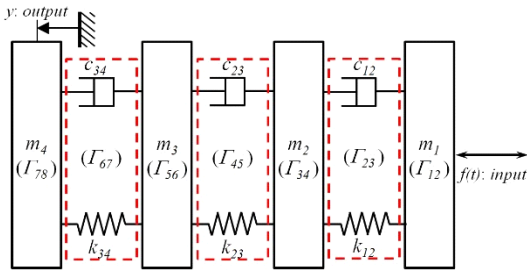


Fig. 6 The target system of the lever type isolator

Table 3 Specifications of the target system

Mass (kg)	Spring (N/m)		Damper (Ns/m)		
m_1	0.428	k_{12}	1864.4	c_{12}	0.681
m_2	0.035	k_{23}	4665.4	c_{23}	0.184
m_3	0.029	k_{34}	4433.2	c_{34}	0.930
m_4	11.013	-	-	-	-

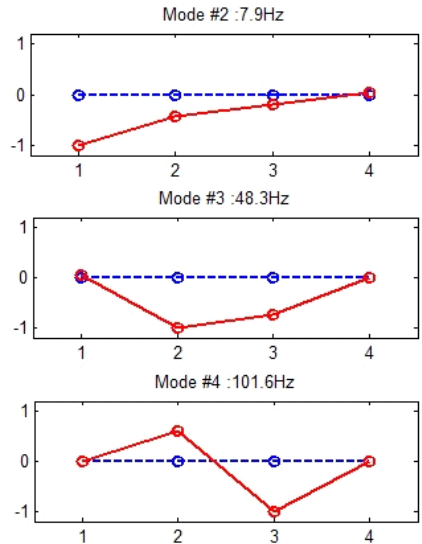


Fig. 7 Natural frequencies and vibration modes of the target system

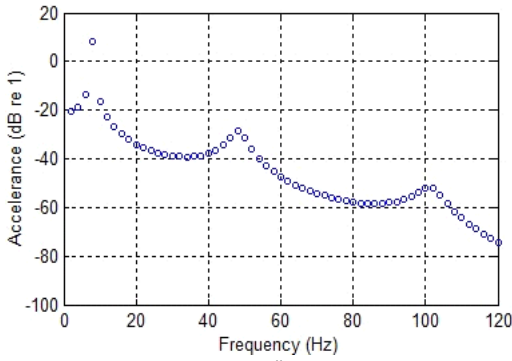


Fig. 8 System acceleration \ddot{Y}/F of the target system obtained by TMM

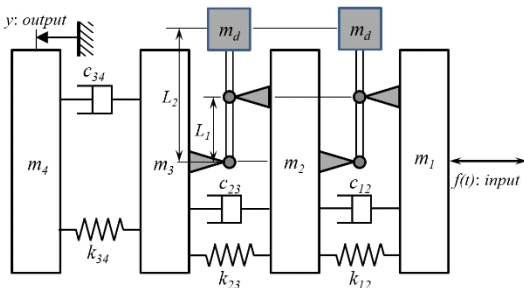


Fig. 9 Target system with the double L-DAVI system

번째 고유진동수 주변 \ddot{Y}/F 를 저감하는 것이다. 따라서 서로 분리되어 있는 두 주파수 영역에서 반공진 특성을 도입할 수 있는 두 개의 L-DAVI 시스템을 적용할 필요가 있다. 위에서 제시된 방안에 따라 개선된 시스템을 다음 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 두 개의 레버형 절연기가 1) m_1 과 m_2 의 연결부 2) m_2 과 m_3 의 연결부에 각각 적용되어 있다. 또한 적용된 절연기의 제원은 다음 Table 4에 제시되어 있다. 표에 주어진 제원은 각 변수에 대한 영향 분석을 통하여 결정하였다.

아울러 위에서 설명된 바와 같이 시스템이 수정됨에 따라 식 (12a)~(12c)에 주어진 시스템의 전달행렬 중 절연기가 추가된 부분에 해당하는 행렬을 다음 식 (13a), (13b)와 같이 수정하여야 한다.

$$\Gamma_{23} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix}_{23} \quad (13a)$$

$$\Gamma_{45} = \begin{bmatrix} (\alpha_{11})_{DAVI} & (\alpha_{12})_{DAVI} \\ (\alpha_{21})_{DAVI} & (\alpha_{22})_{DAVI} \end{bmatrix}_{45} \quad (13b)$$

Table 4 Specifications of modified lever isolator

Description		Unit	Value
Lever isolator I	Control Mass (m_d)	kg	0.010
	L_1	m	0.023
	L_2	m	0.046
Lever isolator II	Control Mass (m_d)	kg	0.010
	L_1	m	0.023
	L_2	m	0.039

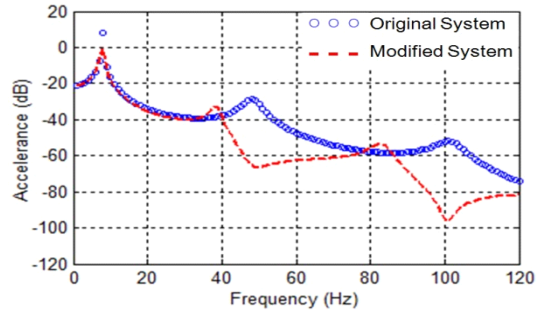


Fig. 10 Effect of the double L-DAVI on \ddot{Y}/F of the target system

두 개의 L-DAVI 시스템을 적용한 위의 진동계의 \ddot{Y}/F 를 식 (12)와 (13)에 설명되어 있는 전달행렬을 이용하여 계산하였다. Fig. 10에 이렇게 얻어진 결과를 원래 시스템의 \ddot{Y}/F 와 비교하여 나타내었다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 두 L-DAVI 시스템의 반공진 효과로 인해 세 번째 및 네 번째 고유진동수 주변의 \ddot{Y}/F 가 크게 저감되는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 L-DAVI 시스템에 대한 벡터형 4단 정수(전달행렬)를 유도하였다. 유도된 전달행렬을 적용한 전달행렬법으로 계산된 간단한 검증 시스템의 응답특성을 전통적 방법을 이용한 결과와 비교함으로써 유도된 전달행렬이 L-DAVI 시스템을 포함한 진동계의 진동 전달특성을 계산하는데 충분한 정확도를 갖고 있음을 확인하였다.

다음으로 비고정 4자유도 시스템을 대상으로 L-DAVI 시스템을 적용하여 입력단과 출력단 사이의 엑셀러런스 \ddot{Y}/F 를 감소시키는 방법을 검토하였다. 이전 단계에서 유도된 L-DAVI 시스템의 전달행렬을

이용한 전달행렬법으로 개선 시스템의 \ddot{Y}/F 를 계산하였다. 또한 최적의 시스템 구성과 위치도 동일한 방법을 이용하여 검토하였다. 개선 전, 후 시스템의 \ddot{Y}/F 를 비교를 통하여 L-DAVI 시스템을 적용함으로써 시스템의 응답 특성을 획기적으로 개선할 수 있음을 확인하였다.

또한, 이 연구에서 유도된 L-DAVI 시스템의 전달행렬에 기반한 전달행렬법을 이용하여 해당 시스템을 포함한 진동계의 응답 특성을 효과적이고 정확하게 분석할 수 있음을 알 수 있다.

향후 연구에서는 회전 진동의 응답특성을 개선하기 위한 반공진 댐퍼 시스템에 대한 전달행렬 유도와 그 활용에 대한 연구도 진행할 예정이다.

후 기

이 논문은 2018년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2010-0020089)

References

(1) Kwag, D. G., Bae, J. S., Hwang, J. H. and Kim, H. S., 2011, An Experimental Study on the Vibration Absorber for Vibration Attenuation of Cantilever Beam Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 991~996.

(2) Lee, D. O. and Han, J. H., 2007, A Comparison of Vibration Isolation Characteristics of Various Forms of Passive Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 9, pp. 817~824.

(3) Flannely, W. G., 1967, Dynamic Anti-resonant Vibration Isolator, U.S. Patent No 3,322,379.

(4) Yilmaz, C. and Kikuchi, N., 2006, Analysis and Design of Passive Band-stop Filter-type Vibration Isolators for Low-frequency Applications, Journal of Sound and Vibration, Vol. 291, No. 3, pp. 1004~1028.

(5) Li, K. and Gohnert, M., 2010, Lever Mechanism for Vibration Isolation, Applied Technologies & Innovations, Vol. 1, No. 1, pp. 21~28.

(6) Yun, J. H., Kim, G. W and Lee, H., 2016, Study

on Performances of the Lever Type Anti-resonance Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 187~194.

(7) Snowdon, J. C., 1971, Mechanical Four-pole Parameter and Their Application, Journal of Sound and Vibration, Vol. 15, No. 3, pp. 307~323.

(8) Ha, J. Y. and Kim, K. J., 1994, Analysis of MIMO Mechanical Systems Using the Vectorial Four Pole Parameter Method, Ph. D. Thesis, Korean Advanced Institute of Technology.

(9) Ha, J. Y. and Kim, K. J., 1995, Analysis of MIMO Mechanical Systems Using the Vectorial Four Pole Parameter Method, Journal of Sound and Vibration, Vol. 180, No. 2, pp. 333~350.

(10) Attar, M. A., 2012, Transfer Matrix Method for Free Vibration Analysis and Crack Identification of Stepped Beams with Multiple Edge Cracks and Different Boundary Conditions, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 57, No. 1, pp. 19~33.

(11) Lee, J. W. and Lee, J. Y., 2016, Development of a Transfer Matrix Method to Obtain Exact Solutions for the Dynamic Characteristics of a Twisted Uniform Beam, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 105, pp. 215~226.



Jong-Hwan Yun received M.S. in mechanical engineering from Inha University in 2010. He is a professor in Dept. of Automobile, Yeosu Institute of Technology. His research interests are simulation and experiment of the automotive NVH.



Hyeongill Lee, Ph.D. in mechanical engineering and Associate Professor in School of Automotive Engineering, Kyungpook National University. Prof. Lee is teaching Dynamics, Automatic Control and Mechanical Vibration, etc. He has academic interests in automotive NVH, Brake squeal, Sound radiation from vibrating structures, etc.

반공진을 이용한 대역 차단형 비틀림 진동 절연기의 토크 전달률 해석 및 측정

Torque Transmissibility Analysis and Measurement of Band-stop Type Torsional Vibration Isolators Using Anti-resonance

마이 반 응옥* · 윤 종 환** · 김 기 우†

Mai Van Ngoc*, Jong-Hwan Yun** and Gi-Woo Kim†

(Received July 16, 2018 ; Revised August 31, 2018 ; Accepted August 31, 2018)

Key Words : Band-stop Type Torsional Vibration Isolator(대역 차단형 비틀림 진동 절연기), Anti-resonance(반공진), Planetary Gear Sets(유성 기어열), Torque Transmissibility(토크 전달률)

ABSTRACT

This study presents the investigation of new type of torsional vibration isolator utilizing an anti-resonance induced by planetary gear sets. This type of torsional isolator generates the anti-resonance frequency capable of effectively attenuating torsional vibration induced by an internal combustion engine those in a specific range. To evaluate its feasibility and isolation performance, the torque transmissibility of both the proposed torsional vibration isolator and the conventional torsional vibration isolator are estimated, and compared. The band-stop frequency can be tuned to achieve wider isolation frequency range. Finally, the proposed torsional vibration isolator was designed, manufactured, and its torque transmissibility, one of the essential vibration isolation performance indicators, was experimentally measured by using a low inertia dynamometer with non-contact torque sensors and then compared with the simulation results of the proposed torsional vibration isolator.

1. 서 론

자동차 구동계(drivetrain)는 차량의 진동과 소음에 가장 많은 영향을 미치는 요소 중 하나이다. 내연기관(internal combustion engine)에서 발생된 비틀림 진동이 동력전달시스템(powertrain system)에 전달되어 자동차의 NVH(noise, vibration and harshness)문제를 유발시킬 뿐만 아니라 승차감과 내부 부품의 내구성에도 치명적인 영향을 미친다⁽¹⁾.

비틀림 진동을 효과적으로 저감시키기 위해서 저렴하고 신뢰성이 높기 때문에 수동 비틀림 진동 절연기(passive torsional vibration isolators, or damper)가 널리 적용되고 있다⁽²⁾. 수동 비틀림 진동 절연 시스템은 크게 진동절연기(vibration isolators)와 진동 흡진기(vibration absorbers)로 구분된다. 비틀림 진동 절연기의 경우, 일반적으로 토크 컨버터에 설치된 록업 클러치에 삽입하여 코일 스프링을 통해 전달된 비틀림 진동을 감소시키는 역할을 한다.

비틀림 진동 절연을 위해서 또 다른 방법은 동흡

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

* Department of Mechanical Engineering, Inha University

** Member, Department of Automobile, Yeosu Institute of Technology

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

진기(dynamic vibration absorbers: DVAs)와 반공진 진동 절연기(dynamic anti-resonance vibration isolators: DAVIs)를 도입하는 것이다. DAVI의 경우, 병진 운동(translation motion)에 대한 연구들은 활발히 진행되었지만 회전 운동(rotational motion)에 대한 연구는 거의 이루어지지 않았다. DAVI는 관성연결(inertial coupling)을 통해 주 진동 시스템에 반공진 주파수를 발생시켜 공진 주파수 이상의 특정 영역에서 진동 절연 효과가 있다⁽³⁾. 이러한 진동 절연기는 기존 질량-스프링-댐퍼의 진동 시스템과 달리 댐핑이 없거나 작음에도 불구하고 진동 절연 효과가 있을 뿐만 아니라 시스템의 댐핑 증가에 따라 반공진 주파수 영역이후의 토크 전달률이 증가되지 않아서 기존 비틀림 진동 절연기에 대한 고주파수 진동 절연 성능 개선에 적합하다. 반공진을 이용한 진동 절연기는 일반적으로 레버형 반공진 진동 절연기의 작동 원리를 도입한 시스템이다^(3,4). 이 레버형 반공진 진동 절연기는 중간 전달체 역할을 하는 레버(지렛대) 끝단에 부가질량(auxiliary mass)을 달아서 지렛대 원리에 의해서 발생하는 관성력으로 입력과 출력의 사이에 설치된 스프링의 복원력을 효과적으로 상쇄시킬 수 있는 구조이다. 이때, 주 진동 시스템에 반공진 주파수가 발생하여 기존 진동 절연기보다 진동을 더욱 감소시키게 된다. 반공진 주파수는 주로 레버의 길이, 진동 절연기의 질량과 스프링 상수 등에 의존하기 때문에 시스템의 주요 파라미터를 적절하게 설계하면 광대역 진동 절연기를 구현할 수 있는 가능성이 있다⁽⁵⁾. 이러한 진동 절연기를 적용하면 최근에 엔진 사이즈 축소(down sizing), 직결 영역 확대와 같은 연비 개선 시 악화되는 자동차의 진동 및 소음을 보다 효과적으로 절연시킬 수 있다.

이 연구에서는 반공진을 이용한 비틀림 진동 절연기에 대한 적용 가능성과 진동 절연 성능을 이론과 실험을 통해서 검증하였다. 이를 위해서 우선 제안된 진동 절연기의 토크 전달률에 대한 이론식을 유도하고 제안된 진동 절연기와 기존 진동 절연기에 대한 토크 전달률을 MATLAB/Simulink를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 그리고 진동 절연기의 성능에 영향을 미치는 주요 설계 변수에 대해 분석한 후, 분석 결과를 바탕으로 진동 절연기를 실제 설계하고 시작품을 제작하였다. 마지막으로 제작한 진동 절연기에 대해 개선된 진동 절연 성능을 입증하기

위해서 기존 진동 절연기에 대한 토크 전달률을 실험 결과를 통해 비교하였다.

2. 대역 차단형 비틀림 진동 절연기

2.1 구조 및 운동 방정식

이 연구에서 제안된 진동 절연기의 구조는 Fig. 1과 같다. 기존 클러치 댐퍼용 진동 절연기⁽⁶⁾의 입력 측 엔진과 출력 측 터빈 사이에 반공진을 발생시키는 유성기어열(planetary gear sets, PG)을 연결하였다. 유성기어열은 Fig. 2와 같이 링기어(ring gear), 피니언 기어(pinion gear)와 선기어(sun gear)로 구성된다. 선기어는 중심 축에 위치하고 피니언기어와 링기어는 선기어와 접촉하면서 동심원 형태로 배치되고 있다. 한편, 캐리어(carrier)는 피니언 기어와

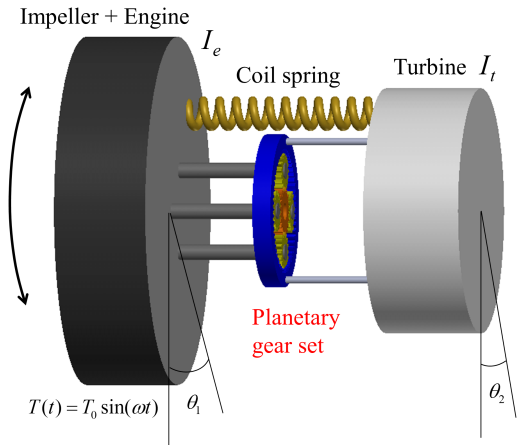


Fig. 1 Schematic view of a proposed band-stop type torsional vibration isolator

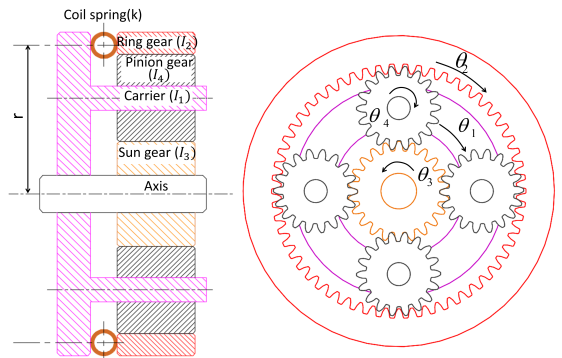


Fig. 2 Configuration of a planetary gear set inside the proposed torsional vibration isolator

연결되어 중심 축을 기준으로 회전운동을 한다.

운동방정식을 유도하기 위해 다음과 같이 가정한다. 첫째, 유성기어열을 구성하는 모든 기어는 강체이다. 둘째, 코일 스프링은 질량이 없는 1단 선형 비감쇠 스프링이다. 셋째, 엔진의 회전각과 캐리어의 회전각은 같으며 링기어와 터빈의 회전각도 같은 것으로 가정한다. 이러한 가정을 바탕으로 제안된 진동 절연기의 운동방정식은 라그랑지 방정식(Lagrange equation)을 적용하여 다음과 같이 질량-댐퍼-스프링 모델로 간단하게 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & [M]\ddot{\theta} + [C]\dot{\theta} + [K]\theta = 0 \\
 & [M] = \begin{bmatrix} I_e + I_1 + I_3(1+\beta)^2 + I_4(1-\alpha)^2 I_4\alpha(1-\alpha) - I_3\beta(1+\beta) \\ I_4\alpha(1-\alpha) - I_3\beta(1+\beta) & I_1 + I_2 + I_3\beta^2 + I_4\alpha^2 \end{bmatrix} \\
 & [C] = [S]^T \begin{bmatrix} \xi 0 \\ 0 \xi \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 $[M]$, $[C]$ 와 $[K]$ 는 각각 시스템의 질량 행렬, 감쇠 행렬과 강성 행렬을 나타낸다. I_1, I_2, I_3, I_4 는 각각 캐리어, 링기어, 선기어와 피니언 기어의 관성 모멘트를 나타내고 θ_1, θ_2 는 캐리어, 링기어에 대한 회전각이다. I_e 와 I_t 는 각각 엔진과 터빈에 대한 관성 모멘트이다. α 와 β 는 기어 비(gear ratio)를 나타내는 다음 식 (2)와 같다.

$$\alpha = \frac{N_2}{N_4}, \beta = \frac{N_2}{N_3} \tag{2}$$

여기서 N_2, N_3, N_4 는 각각 링기어, 선기어와 피니언 기어의 잇수를 나타낸다. 시스템의 감쇠 행렬은 모드감쇠비(modal damping ratio)와 모드 행렬 $[S]$ 에 의해 정의되고 전체 모드에 대해서 모드 감쇠비 $\xi = 0.05$ 로 가정하였다. 또한 시스템의 carrier에 입력 토크 $T(t) = T_0 e^{i\omega t}$ 로 가진할 경우, 입력(carrier)과 출력(ring gear)에 대한 회전각은 $\theta_1(t) = \Theta_1 e^{i\omega t}$, $\theta_2(t) = \Theta_2 e^{i\omega t}$ 로 가정하면 제안된 진동 절연기에 대한 운동 방정식을 식 (3)과 같이 유도할 수 있다.

$$(-\omega^2 [I] + i\omega [C] + [K]) \{\Theta\} = \{T\} \tag{3}$$

이때, 입력과 출력에 대한 회전각의 진폭은 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\{\Theta\} = (-\omega^2 [I] + i\omega [C] + [K])^{-1} \{T\} \tag{4}$$

여기서 $\Theta = [\Theta_1 \ \Theta_2]^T$ 로 하고 A 와 T 행렬은 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned}
 A &= -\omega^2 [M] + i\omega [C] + [K] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{12} & a_{22} \end{bmatrix} \\
 T &= [T_0 \ 0]^T
 \end{aligned} \tag{5}$$

입력과 출력에 대한 회전각의 진폭은 다음 식 (6)과 같다.

$$\Theta_1 = \frac{a_{22} T_0}{a_{11} a_{22} - a_{12}^2}, \Theta_2 = -\frac{a_{12} T_0}{a_{11} a_{22} - a_{12}^2} \tag{6}$$

이때, 진동 절연기를 통해 전달된 출력 토크는 식 (6)을 이용하여 구할 수 있다.

$$T_t = -(I_t + I_2)\omega^2 \Theta_2 = \frac{(I_t + I_2)\omega^2 a_{12} T_0}{a_{11} a_{22} - a_{12}^2} \tag{7}$$

따라서 식 (7)을 이용하여 입력 토크와 출력 토크에 대한 토크 전달률은 식 (8)과 같이 정의할 수 있다.

$$TR = \left| \frac{T_t}{T_o} \right| = \left| \frac{(I_t + I_2)\omega^2 a_{12}}{a_{11} a_{22} - a_{12}^2} \right| \tag{8}$$

2.2 토크 전달률 해석

제안된 진동 절연기에 대한 진동 절연 성능을 검증하기 위하여 유도된 식 (8)을 바탕으로 토크 전달률을 시뮬레이션하였다. 시뮬레이션에 사용하는 파

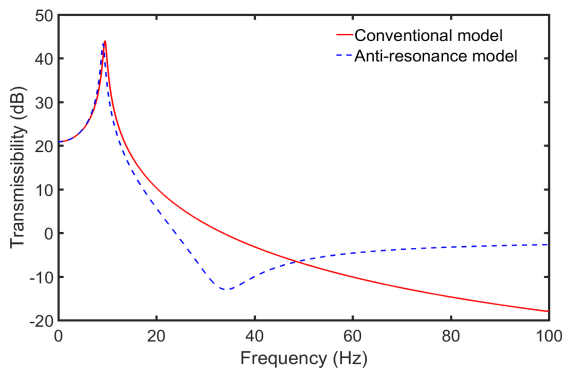


Fig. 3 Torque transmissibility of the proposed torsional vibration isolator and the conventional torsional vibration isolator

라미터들은 Table 1에 정리하였다. 기존 진동 절연기의 성능과 비교하기 위하여 유성기어열이 작동하지 않는 모델(선기어와 피니언기어의 관성이 0)에 대한 시뮬레이션도 수행하였다. 제안된 진동 절연기(anti-resonance model)의 경우, 공진 주파수(극점, poles)가 약 9 Hz, 반공진 주파수(영점, zeros)가 33.4 Hz로 나타났다. 한편, PG가 없는 기존 모델(conventional model)의 경우, 공진주파수가 9.1 Hz로 확인되었으나 반공진 주파수는 나타나지 않았다.

이 연구에서 제안된 진동 절연기의 성능에 영향을 미치는 주요 파라미터들에 대해 분석하였다. 먼저 코일 스프링의 영향을 분석하기 위하여 Fig. 4와 같이 화살표의 방향으로 스프링 강성이 높아질수록 고유진동수가 거의 이동되지 않았으나 반공진 주파수가 크게 고주파 영역으로 옮겨졌다. 스프링 강성

Table 1 Specifications of the proposed planetary type anti-resonance vibration isolator

Contents		Unit	Value
Number of teeth	Ring gear(N_2)	EA	58
	Sun gear(N_3)	EA	22
	Pinion gear(N_4)	EA	18
Inertia	Carrier(I_1)	kgm ²	0.04
	Ring gear(I_2)	kgm ²	0.1
	Sun gear(I_3)	kgm ²	5.67×10^{-5}
	Pinion gear(I_4)	kgm ²	9.86×10^{-4}
	Engine(I_e)	kgm ²	0.2
	Turbine(I_t)	kgm ²	0.06
Spring stiffness(k)		Nm/rad	384

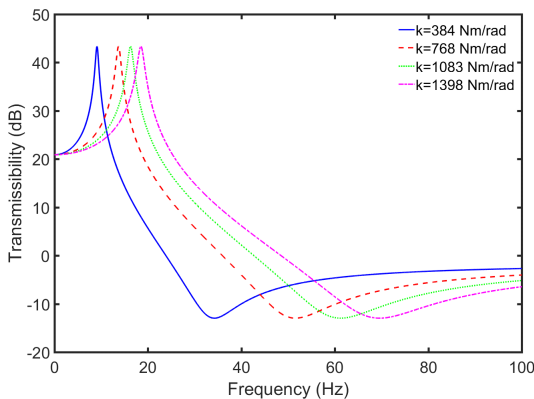


Fig. 4 Torque transmissibility influenced with different spring stiffness constants

증가로부터 공진주파수 및 반공진 주파수는 같이 증가함을 알 수 있다. 또한 피니언 기어의 관성 모멘트(pinion gear inertia)의 변화에 따른 토크 전달률의 특성도 Fig. 5와 같이 분석하였다. 피니언 기어의 관성 모멘트 감소에 따라 고유진동수는 거의 변화되지 않았으나 반공진 주파수가 고주파 영역으로 이동된 것을 나타냈다. 따라서 피니언 기어의 관성 모멘트가 감소할 수록 반공진 성능이 약해진 것을 알 수 있다. 위의 분석 결과를 통해 제안된 진동 절연기에서 저항성 스프링과 높은 피니언 기어의 관성 모멘트를 설계하는 것이 진동 절연 성능 확보에 유리하다는 것을 알 수 있다.

3. 토크 전달률 측정

앞서 분석한 결과와 설계 파라미터들을 바탕으로 Fig. 6과 같이 진동 절연기를 설계하였다. 앞서 언급

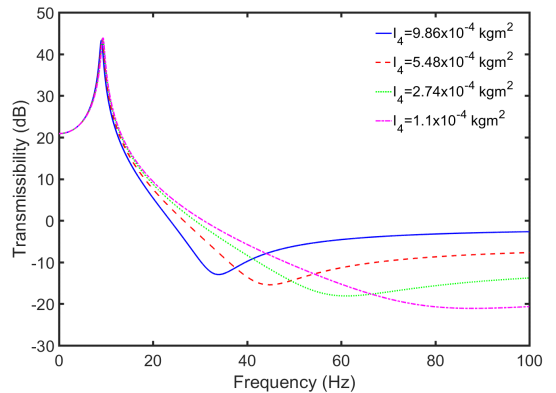


Fig. 5 Torque transmissibility influenced with different pinion gear inertia

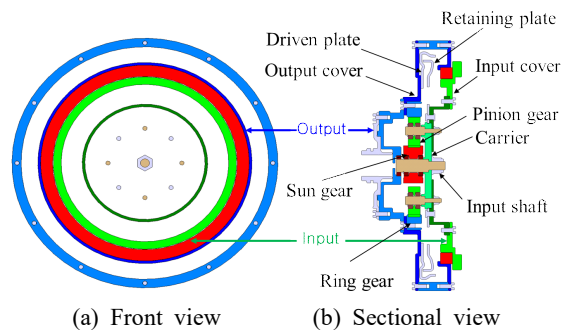


Fig. 6 A designed configuration of the proposed torsional vibration isolator

한 대로 입력 측은 캐리어가 되고 출력 측은 링기어 인 것을 확인할 수 있다. 입력 토크가 입력 측에 전달될 때 드리븐 플레이트와 리테이닝 플레이트 사이에 설치된 코일 스프링의 작동으로 출력 측에 토크가 전달된다. 이때, 입력 토크에 의해 입력 측에 결합된 캐리어작동으로 인해 유성기어열을 구동시켜 반공진 주파수를 발생시키는 메커니즘을 보여주고 있다. 이러한 구조는 기본적으로 코일 스프링을 통해 진동 절연 효과가 있을뿐더러 추가된 유성기어열로 인해 기존 진동 절연기보다 절연 성능을 더욱 확보할 수 있다. 한편, Fig. 7과 같이 설계한 진동 절연기를 실제 시작품으로 제작하였다. Fig. 7(a)는 제작한 유성기어열의 모습이고 Fig. 7(b)는 조립된 진동 절연기의 완성품이다.

이 연구에서 제안된 진동 절연기에 대한 절연 성능을 토크 전달률을 통해 실험적으로 검증하였다. 실제 자동차 주행 조건과 최대한 구현하기 위해서 입출력 토크를 정밀 모터 제어가 가능한 저 관성 내구 시험기(Meidensha Co. 제작, 최대 입력 토크 3 kNm, 최대 회전수 7000 r/min) 및 최신 토크 측정 방법을 사용하여 측정하였다⁽⁸⁾. 입력 토크와 출력 토크는 각각 입력 토크 센서(model: HBM T12, 3 kNm) 및 출력 토크 센서(model: HBM T10F, 2 kNm)로 측정하였다⁽⁹⁾. 입력 토크 센서는 Fig. 8과 같이 입력 모터와 진동 절연기의 드리븐 플레이트를 연결하는 전달 축(transmission shaft)에 설치하였으며 출력 토크 센서는 부하(load)모터와 진동 절연기의 리테이닝 플레이트를 연결하는 전달 축에 설치하였다.

입출력 토크 신호는 샘플링 주파수(sampling frequency)를 1 kHz로 설정하여 데이터 수집 장비(model: Keyence NR-500)를 사용하여 저장하였다.

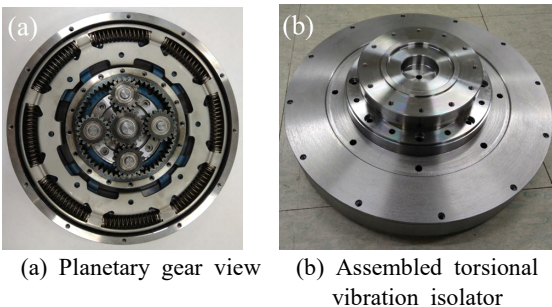


Fig. 7 A prototype of the proposed torsional vibration isolator

신호의 왜곡(aliasing)을 방지하기 위하여 아날로그 저역 통과 필터(analog low-pass filter) 대신 차단 주파수(cut-off frequency)가 200 Hz 설정된 버터워스(Butterworth) 디지털 저역 통과 필터를 사용하여 측정된 토크 신호에 포함된 잡음(noise) 제거하였다. 이 연구에서 토크 전달률은 주파수 응답 함수(frequency response functions, FRFs)를 통해 구하였다. 사인 파형(sinusoidal waveform)의 순간 주파수(instantaneous frequency)가 시간에 따라 선형적으로 증가하도록 주파수 변조(frequency modulation)를 시킨 칩 신호(chirp or sweep signal)를 사용하였다.

$$f(t) = f_0 + Kt \tag{9}$$

여기서 f_0 는 시작 주파수($t=0$), K 는 칩 속도(chirp rate)이다($K=1.25$). 4기통 엔진을 기준으로 엔진 오더($n=2$)를 고정하고 저 관성 내구 시험기의 회전 속도를 80초 동안 500 r/min에서 3500 r/min까지 변경하면서 동시에 입력 토크(평균 50 Nm)를 유지하고 입출력 토크를 측정하였다. 측정된 입출력 토크 신호를 MATLAB[®]에 내장된 Envelope 함수^(7,10,11)를 사용하여 토크 전달률을 추정하였다. 이 방법은 입출력 토크 신호를 주기 신호를 가진 해석적 신호(analytic signal)로 변환한 후 각각 최댓값을 취하는 방식으로 입력과 출력에 대한 토크 진폭을 추출한 후 부드럽

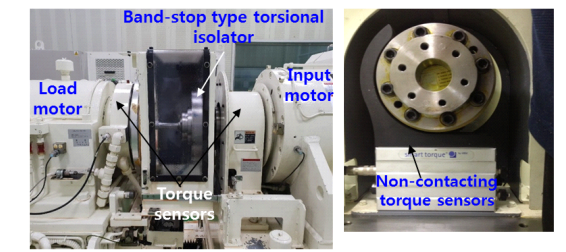
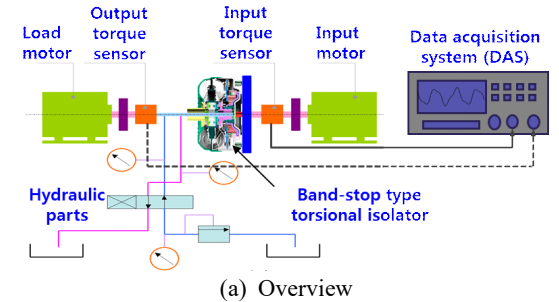


Fig. 8 An experiment apparatus

게 연결한 포락선(envelope curve)를 이용하여 직접 추정할 수 있다. 해석적 토크 신호는 MATLAB®에 내장된 Hilbert transform^(10,11)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Z(t) = T_0 e^{i\omega t} = T(t) + j\hat{T}(t) \tag{10}$$

여기서 $Z(t)$ 는 해석적 신호이고 $T(t)$ 는 측정된 토크 신호, $\hat{T}(t)$ 는 측정된 토크 신호에 대한 Hilbert transform이다. 이때, 해석적 신호에 대한 진폭은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$A = |Z(t)| = \sqrt{T^2(t) + \hat{T}^2(t)} \tag{11}$$

이때, 식(11)을 이용하여 각각 입출력 토크 진폭을 추출한 후 전체 가진 주파수에 대해서 포락선을 추정할 수 있다. 이 포락선은 앞서 구한 토크 진폭을 바탕으로 스프라인 보정을 적절하게 사용하여 보다 완만하게 추출할 수 있다.

포락선 방법으로 추정된 토크 전달률을 Fig. 9에

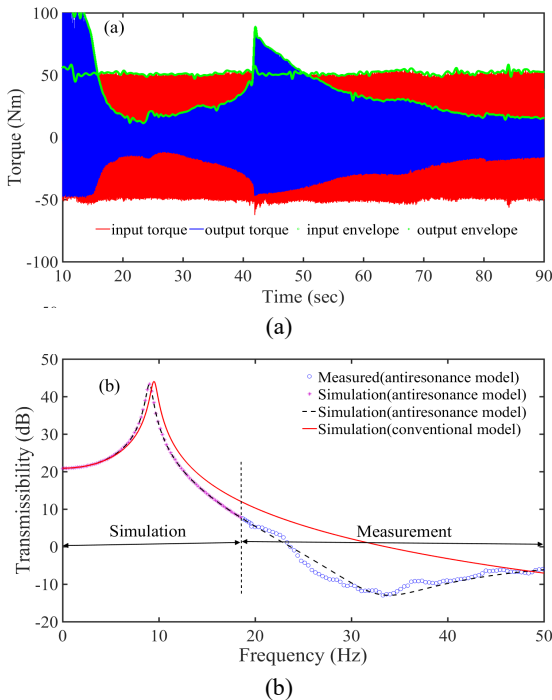


Fig. 9 Measured torque transmissibility using envelope method compared with simulation results of the proposed torsional vibration isolator and conventional torsional isolator

표시하였다. X축은 선형적으로 증가시킨 회전 속도로 변환된 주파수를 나타냈다. 반공진 성능을 확연하게 보이기 위해서 주파수 영역을 0에서 50 Hz까지 표시하였다. Fig. 9와 같이, 측정된 토크 전달률은 시뮬레이션 결과와 양호하게 일치하였으며 반공진 주파수는 대략 33.5 Hz에서 나타났다. 이 연구에서 공진에 대한 위험성(진동 절연기와 시험기 파손)을 인식하여 공진 주파수 근처 영역에서 실험을 진행하지 않았기 때문에 측정된 공진 주파수의 결과는 없지만 토크 전달률 그래프의 경향을 살펴볼 때 시뮬레이션 결과로 약 9 Hz인 것을 추정하였다. 한편, 반공진 주파수 33.5 Hz(1005 r/min) 근방에서 기존 비틀림 진동 절연기⁽⁶⁾의 토크 전달률과 비교할 때 최대 -13 dB의 진동 절연 효과가 있는 것을 알 수 있다.

6. 결 론

이 연구에서는 반공진을 이용한 대역 차단형 비틀림 진동 절연기에 대한 진동 절연 특성을 토크 전달률을 통해서 기존 비틀림 진동 절연기와 비교하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- (1) 시뮬레이션과 실험 결과를 통해서 제안된 비틀림 진동 절연기에 대한 적용 가능성이 입증되었으며 반공진에 의한 진동 절연성능도 검증되었다.
- (2) 제안된 진동 절연기에 대한 설계 파라미터 변화에 따라 토크 전달률의 변화를 확인하였으며 이를 바탕으로 진동 절연기를 설계하고 실제 제작하였다.
- (3) 자동차 클러치 맵퍼에 사용하는 비틀림 진동 절연기에 대한 토크 전달률을 저 관성 시험기를 사용하여 측정한 결과, 기존 비틀림 진동 절연기보다 엔진의 주로 작동 영역에서 우수한 진동 절연 효과가 나타나며 특히, 반공진 주파수 33.5 Hz(1005 r/min) 근방에서 최대 -13 dB 정도로 진동 절연 효과가 향상된 것으로 나타내었다.
- (4) 향후 제안된 진동 절연기의 설계 파라미터들을 최적화하여 진동 절연 대역을 확보하고 또한 토크 컨버터에 진동 절연기를 삽입하여 조립 구조물에 대한 진동 절연 성능을 검증할 예정이다.

후 기

이 논문은 중소기업청 World Class 300 사업 (과

제번호: 10050404, 차세대변속기용 융복합 토크컨버터 및 Personal Mobility용 구동장치 개발)으로 지원된 연구결과입니다.

References

(1) Shaver, F. R., 1987, Manual Transmission Clutch Systems, Chapter 8 Torsional Vibration and Tuning Capacity, SAE International.

(2) Lee, D. O. and Han, J. H., 2012, A Comparison of Vibration Isolation Characteristics of Various Forms of Passive Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 9, pp. 817~824.

(3) Flannelly, W. G., 1967, Dynamic Anti-resonant Vibration Isolator, U.S. Patent No. 3,322,379.

(4) Yilmaz, C. and Kikuchi, N., 2006, Analysis and Design of Passive Band-stop Filter-type Vibration Isolators for Low-frequency Applications, Journal of Sound and Vibration, Vol. 291, No. 3~5, pp. 1004~1028.

(5) Liu, C., Jing, X. and Chen, Z., 2016, Band Stop Vibration Suppression Using a Passive X-shape Structured Lever-type Isolation System, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 68, pp. 342~353.

(6) Jang, J. D., Kim, G. W. and Kim, W. J., 2013, Vibration Transmissibility Analysis and Measurement of Automotive Clutch Spring Dampers, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 10, pp. 902~908.

(7) Song, S. Y., Shin, S. C. and Kim, G. W., 2016, Torsional Vibration Isolation Performance Evaluation of Centrifugal Pendulum Absorbers for Clutch Dampers, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp. 436~442.

(8) <http://automotive.meidensha.co.jp/en/dynamometer/index.html>

(9) Schicker, R. and Wegener, G., 2002, Measuring Torque Correctly, Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM)

GmbH.

(10) MATLAB/Signal Processing Toolbox V7.6, User's Guide, 2011, The Mathworks.

(11) Shin, K. and Hammond, J., 2008, Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers, John Wiley & Sons, England, pp. 58~93.



Mai Van Ngoc received his B.S. degree from the Mechanical Engineering Department at the Korea Polytechnic University in 2017. He is currently a M.S. candidate in the Inha University. His research topics include a torsional vibration control, smart-material-based vehicle suspension system control and so on.



Gi-Woo Kim received his Ph.D. degree from the Mechanical Engineering Department at the Pennsylvania State University (USA) in 2009. He worked for the Hyundai Motor Company Powertrain R&D Center from 1996 to 2004 and in the Mechanical Engineering Department at the University of Michigan from 2009 to 2011. He has worked as an assistant professor at the Kyungpook National University from 2011 to August 31 2015. He is currently working at the Inha University as an associate professor since Aug. 2015. His research topics include a smart-material-based sensor and actuator, vehicular electronic control, torsional vibration control, and vibration-based energy harvesting and so on.

기전연성효과를 고려한 차량용 전기모터의 진동해석

Analysis of Vibration of Electric Motors with the Consideration of One-way Electro-mechanical Coupling

김 승 욱* · 유 상 모** · 정 의 봉* · 홍 진 속†

Seung-Uk Kim*, Sang-Mo Ryu**, Weui-Bong Jeong* and Chinsuk Hong†

(Received August 1, 2018 ; Revised September 14, 2018 ; Accepted September 14, 2018)

Key Words : Structural-electromagnetic Coupled Analysis(기전 연성해석), Permanent Synchronous Motor(영구자석 동기기), Cogging Torque(코깅 토크), Torque Ripple(토크리플), Electric Motor(전기모터)

ABSTRACT

As modern society uses more electric motors due to the environmental regulation policy and the energy depletion, the vibration problem of electric motors become important. In this paper, the vibration characteristics of electric motors are analyzed with the consideration of structural-electromagnetic coupling effects. It thus simulates the actual operating conditions of electric motors. The electromagnetic field analysis is first performed using JMAG to obtain the electromagnetic force in the stator. The characteristics of the force are evaluated in terms of frequency components and their contributions. The structural vibration analysis is then conducted using LMS. Virtual Lab followed by the electromagnetic force modeling and modal analysis. The characteristics of the vibration are estimated from the frequency spectrum of the response and the order tracking analysis. Also the correlation between the mode shape and electromagnetic force is investigated. It is found that the vibration response is significant when the electromagnetic forces couple with the structural mode. The coupling can be indicated by the modal participation factor. High modal participation factor denotes strong coupling. It is expected to suggest the effective design procedure for vibration reduction.

1. 서 론

현대사회에서 에너지고갈 및 친환경규제로 인해 전기자동차의 도입이 증대됨에 따라 전기자동차에 관한 많은 연구들이 진행될 필요성이 있다. 그 중 전기자동차의 동력원인 전기모터에서 발생하는 고주파성 소음이 많은 불편감을 야기한다. 기존의 내연기관차

량에서 발생하는 저주파성 소음과는 원인이 다르기에 많은 연구들이 진행되어야 할 필요성이 있다.

전기모터에서 발생하는 소음의 원인은 코깅토크와 토크리플이 주원인으로 알려져 있으며^(1,2) 이를 저감하기 위한 많은 연구들이 진행되어 왔다. Im⁽³⁾은 영구자석의 형상 변경을 통해 토크리플과 코깅토크를 해석하고 반응 표면분석법을 통해 최적의 형상을 도출하였고, Islam⁽⁴⁾은 토크리플 저감을 위한 스

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Ulsan College

E-mail : cshong@uc.ac.kr

* School of Mechanical Engineering, Pusan National University

** Hyundai Motor Company, Electric Power Drivetrain Engineering Design Team

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

‡ Recommended by Editor Gi-Woo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

큐, 회전자 형상에 관하여 연구를 하였다. Seo⁽⁵⁾는 고정자의 치 형상 변경을 통한 토크리플 저감에 관하여 연구를 하였다. Park⁽⁶⁾은 고정자 코어형상 변경을 통한 코깁토크 저감에 관한 연구를 진행하였다. 이러한 연구들은 고정자와 회전자의 형상 변경을 통해 소음진동의 원인인 토크리플과 코깁토크를 저감하고자 하였다.

하지만 회전자와 고정자의 형상 변경을 통한 소음진동 저감은 전기 모터 개발 장기화 및 효율 저하가 발생할 수 있다. 또한 단순히 코깁토크와 토크리플을 줄여 전기모터의 진동을 저감하고자 하였기 때문에 실제 구동상황에서의 진동 저감에 얼마나 효율적인지 판단하기 쉽지 않다.

전자기적 설계 변경 외에도 전기모터의 구조적 설계 변경을 통해 전기모터의 진동 저감을 하고자 하는 연구들이 진행되어왔다. Won⁽⁷⁾은 위상최적화를 통해 소음 저감을 위한 하우징 설계를 하였고 Park⁽⁸⁾은 impact test를 통해 얻은 주파수 응답함수를 이용하여 모터 하우징의 동특성을 도출하여 전기모터의 진동저감 하고자 하였다.

하지만 위의 연구들은 전기 모터에서 발생되어지는 전자기력에 의한 효과를 고려하지 않고 있다. 실제 전기모터의 구동상태를 고려한다면 기전연성효과를 고려하여 전기모터의 진동특성 분석할 필요성이 있다. 본 논문에서는 실제 전기모터 구동상태를 모사하기 위하여 기전연성해석을 실시하였고 이를 통해 전기모터의 진동특성을 분석하여 기술하였다.

이 논문에서의 기전연성해석은 JMAG과 LMS. Virtual lab을 사용하여 실시하였다. 두 상용소프트웨어를 활용한 기전 연성효과에서 one-way coupled analysis와 two-way coupled analysis의 차이는 미비하여⁽⁹⁾ one-way coupled analysis로 실시하였다. 자속변화에 따른 전자기력의 특성을 분석하고 전자기력에 의해 발생하는 전기모터의 진동특성에 대해 분석하였다. 넓은 RPM 대역에서의 합리적인 진동성능 평가를 위하여 조밀한 RPM 간격으로 기전연성 해석을 실시하였다. 이러한 기전연성해석을 통해 모델의 공진의 영향 및 설계 변경에 따른 변화를 합리적으로 비교평가하여 전기모터의 구조적 설계에 반영할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 기전 연성해석 과정 및 해석모델

2.1 기전연성해석 과정

이 연구에서는 전자기적인 효과에 의해 발생된 힘이 구조물에 가해져 진동이 발생하는 현상을 모사하기 위해 기전연성해석을 수행하였다. 이때 진동장이 전자기장의 변화에 영향을 거의 미치지 않는다고 가정하여 one-way coupling으로 해석을 수행하였다. 이는 전자기해를 먼저 수행하여 고정자에 가해지는 전자기력을 계산한다. 그 후 전자기력을 구조해석 모델의 가진력으로 모델링하여 구조 진동 응답을 해석한다. 이 과정을 Fig. 1에서 보인 기전연성해석의 흐름도에 나타내었다.

전자기력은 맥스웰 응력 텐서법(Maxwell stress tensor method)에 따라 자속밀도(magnetic flux density) 및 투자율(permeability)의 관계로 다음과 같이 맥스웰 응력으로 나타낼 수 있다⁽¹⁰⁾.

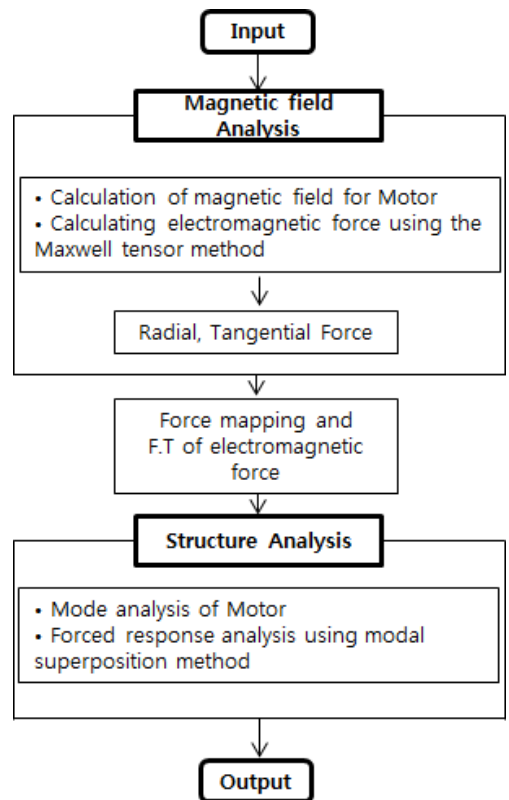


Fig. 1 Procedure of the electro-magnetic-structural one-way coupled analysis

$$\sigma_r = \frac{B_r^2 - B_t^2}{2\mu_0} \quad \sigma_t = \frac{B_r B_t}{\mu_0} \quad (1)$$

여기서, σ 는 맥스웰 응력(Maxwell pressure), B 는 자속밀도(magnetic flux density), μ_0 는 투자율(permeability), 아래첨자 r 과 t 는 각각 원주방향 및 접선방향을 뜻한다.

효율적인 해석을 위해 고정자에 가해지는 전자기력은 전기모터의 길이 방향으로 일정하다는 가정⁽¹⁰⁾을 통해 2차원해석을 수행하였다. 이 연구에서는 전자기해석 상용프로그램인 JMAG을 이용하여 2차원 해석을 수행하였다. 식 (1)을 이용하여 고정자 2차원 단면에 가해지는 응력을 구하고 이를 길이방향 확장을 통해 3차원 고정자 전체에 가해지는 전자기력을 계산하였다.

앞서 전자기해석을 통해 구한 고정자에 가해지는 전자기력을 구조해석용 유한요소모델에 맵핑(mapping)하였다. 이어 유한요소모델에는 적절한 경계 조건을 부여하고 해석소프트웨어인 LMS. Virtual lab을 이용하여 강제진동해석을 수행하였다.

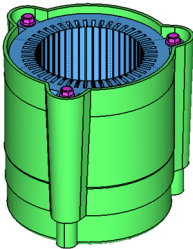


Fig. 2 Model of the motor under the study: the 8 pole 48 slot permanent magnet synchronous motors

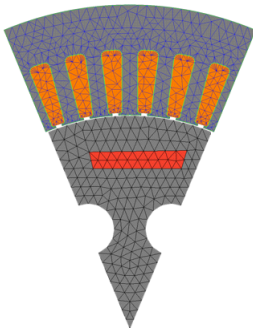


Fig. 3 1/8 Split finite element model for the electro-magnetic field analysis of motors

2.2 해석 모델

이 논문에서 연구대상 모터는 전기 자동차의 동력원으로 주로 사용되는 매입형 영구자석 동기기이며 극수는 8개, 슬롯 수는 48개이다. 고정자의 경우 하우징과 볼트로 체결되어 있으며 전기모터의 형상은 Fig. 2에 보인 바와 같다.

전기모터의 경우 cyclic symmetric의 특징을 가지고 있다. 극수가 8개이므로 극수의 기준으로 모델을 분할하면 Fig. 3과 같은 1/8 분할모델을 이용하여 효율적인 전자기해석이 가능하게 된다.

전기모터의 진동원으로 모델링되는 전자기력을 계산하기 위해 전자기해석을 수행하게 되고 전자기해석에 사용되어지는 유한요소모델은 Fig. 3에 보인 바와 같다.

전자기력에 의한 구조진동해석의 대상은 Fig. 2에서 보인 바와 같이 볼트, 고정자, 하우징으로 총 3개의 부품으로 이루어져 있다. 고정자와 볼트는 일반 강철의 재질로 이루어져 있으며 전기모터의 하우징은 알루미늄으로 이루어져 있다. 기전연성해석을 위한 유한요소모델의 물성치는 Table 1에 나타내었으며 볼트는 주요 관심대상이 아니므로 강체로 모델링하였다.

Fig. 4는 구조진동 해석을 위한 모터구조의 유한요소모델을 보이고 있다. 해석모델의 경계조건은 전기모터 하우징 상부 끝단에 병진구속을 적용하였다. 가진력은 앞서 언급한 바와 같이 전자기해석을 통해 얻는 전자기력을 Fig. 4에 보인 구조해석용 유한요

Table 1 Material properties of the motor structure

Stator property	Value
Young's modulus	210 GPa
Poisson's ratio	0.3
Mass density	7850 kg/m ³
Housing property	Value
Young's modulus	68 GPa
Poisson's ratio	0.36
Mass density	2700 kg/m ³
Bolt property	Value
Young's modulus	21000 GPa
Poisson's ratio	0.3
Mass density	7850 kg/m ³

소모델에 맵핑하여 모델링하였다.

해석을 통해 얻은 진동장의 특성을 평가하기 위해 식 (2)에서 보인 하우징 표면에서의 가속도 값의 RMS average값을 사용하였다. 이때 A_s 는 하우징 표면에서의 가속도 RMS average값을 뜻하며 A_n 은 RMS average값을 취하기 위한 노드에서의 가속도 값이다. Fig. 5에는 가속도 값을 획득한 하우징 표면을 나타내었다.

$$A_s = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N A_n^2} \quad , (n=1,2,3 \dots N) \quad (2)$$

N 은 하우징 표면 위 절점의 개수를 뜻한다.

3. 기전연성해석

3.1 전자기 해석 및 전자기력 특성

Fig. 3에서 보인 전자기 해석 모델에 대하여 JMAG을 이용하여 cyclic symmetric 조건을 부여하여 전

자기해석을 수행하게 된다. 회전자가 회전함에 따라 회전자에 매입되어있는 영구자석이 고정자를 지나가며 자속변화를 만들게 되고 이 자속변화에 의해 전자기력이 발생하게 된다. 현재 8극 48슬롯 모터의 경우 Fig. 3에 보인 바와 같이 cyclic symmetric 조건을 고려하여 하나의 극이 6개의 슬롯을 지날 때의 자속변화를 계산하게 된다. 자속변화의 경우 길이 방향으로 일정하다는 가정⁽¹⁰⁾을 할 수 있고 고정자 전체의 자속변화로 확장하여 전자기력을 계산하게 된다.

Fig. 6은 JMAG을 통한 전자기해석을 수행하여 얻은 분할모델의 자속(magnetic flux)을 보여주고 있다. 계산된 자속밀도는 2.1절에서 설명한 바와 같이 식 (1)을 이용하여 전자기력을 계산하는데 이용된다. Fig. 7은 회전자가 1000 r/min으로 회전할 때 고정자에 유기되는 전자기력을 보이고 있다. 이 계산된 전자기력은 진동해석을 위한 구조모델에 맵핑과정을 거쳐 가진력으로 모델링된다. 이는 전자기해석 모델과 진동

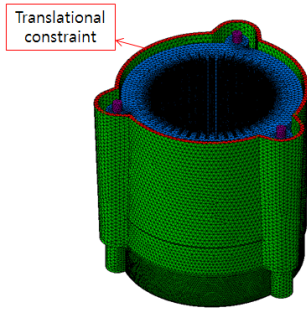


Fig. 4 Structural finite element model and imposed boundary condition of no translational displacement

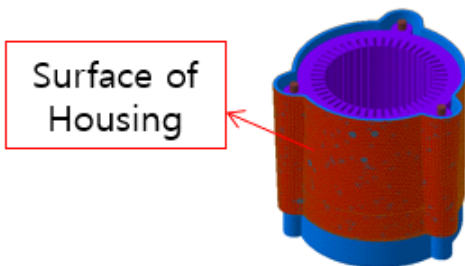


Fig. 5 Surface of the housing of the motor for calculation of the average acceleration level

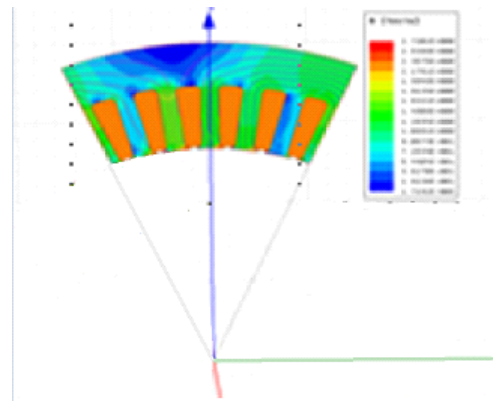


Fig. 6 Magnetic flux density field calculated by 2D magnetic analysis

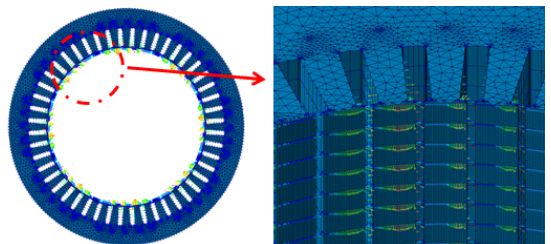


Fig. 7 Calculated electromagnetic forces at 1000 r/min by 2D cyclic symmetric model (left) and reconstructed forces on 3D full model (right)

해석 모델의 격자가 일치하지 않기 때문이다.

Fig. 8은 Fig. 7에 보인 전자기력 벡터 중 임의의 노드에 가해지는 원주방향의 전자기력의 시간이력을 보이고 있다. 전자기 모델의 한 노드에서의 전자기력을 살펴보면 어떠한 주기를 가지고 있음을 확인할 수 있으며 다음과 같은 전자기력들이 고정자 치 표면에 가해지고 있다.

고정자 한 치에 가해지는 원주방향의 전자기력 시간이력 합이 푸리에 변환결과를 Fig. 9에 보인 바와 같다. 차수 별 특성을 편리하게 확인하기 위하여 주파수를 f/f_{shaft} 와 같이 변환하여 나타내었다. Fig. 9을 살펴보면 8차 성분이 가장 큰 값을 가지고 차수가 높아질수록 크기가 점점 작아지는 것을 확인할 수 있다. 토크리플의 경우 3상 유도전류에 의해 발

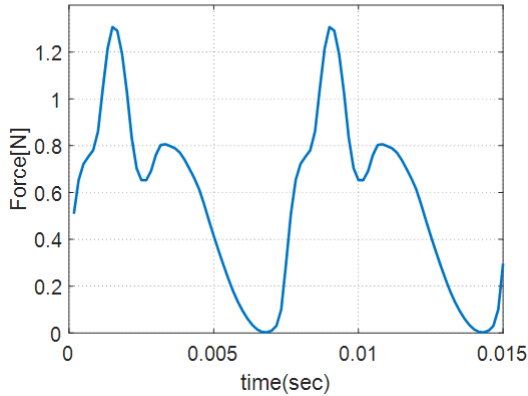


Fig. 8 Time history of a force at a point of the stator from transient magnetic analysis at 1000 r/min

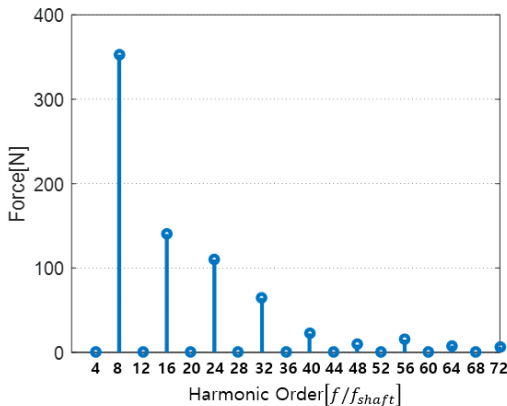


Fig. 9 Spectrum of electromagnetic force at 1000 r/min applied to one tooth

생하는 전기적 6차 리플과 극쌍수 곱으로 나타내어 지게 된다. 코깅토크의 경우 고정자와 회전자간의 자기저항을 최소화하려는 힘이 원인으로 발생하게 되며 극수와 슬롯 수의 최소공배수로 나타나게 된다. 즉 연구대상인 8극 48슬롯 영구자석 동기기의 경우 24차와 48차 성분에서 각각 토크리플과 코깅토크가 발생하게 된다⁽¹¹⁾. 많은 논문들이 전기모터의 소음이 24차와 48차 성분 즉 토크리플과 코깅토크 성분이 문제가 된다고 언급하고 있다. 하지만 진동 측면에서 살펴보면 Fig. 9와 같은 전자기력이 가해질 경우 24차 및 48차 성분 외에도 다른 차수에서 문제가 발생할 수 있다. 이를 전자기력 관점에서 확인하기 위해 다음과 같은 관점에서 확인하였다.

구조물에 힘이 가해져 가속도 값을 얻기 위해서는 가진점에서 응답점까지의 전달함수의 관계로 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$A = \sum_{i=1}^N H_i F_i \tag{3}$$

여기서 A 는 응답점에서의 가속도 값을 나타내며, $H_i (i=1,2,3 \dots N)$ 은 가진점에서 응답점사이의 전달 함수이며 $F_i (i=1,2,3 \dots N)$ 은 가진점에서의 힘을 나타낸다. 이때 하우징이 고강성 설계되어 작동주파수에 대하여 강체로 가정할 수 있다면 하우징 표면의 가속도 응답은 각 치에서 발생하는 힘의 복소 합으로 나타낼 수 있다. 즉 각 치에 작용하는 전자기력에 대한 가속도 전달함수가 일정한 경우 표면 가

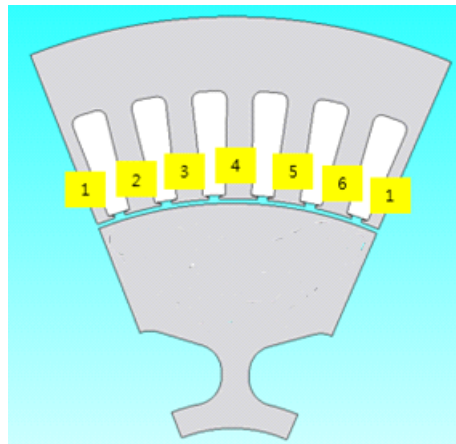
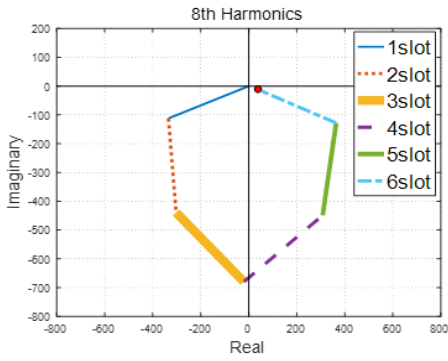
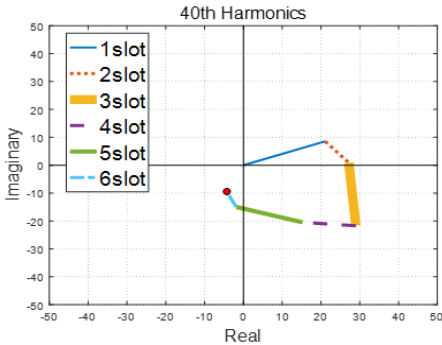


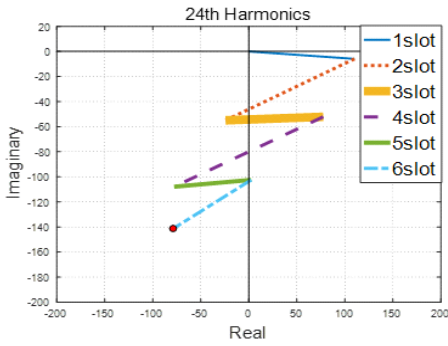
Fig. 10 Stator considering electric symmetric



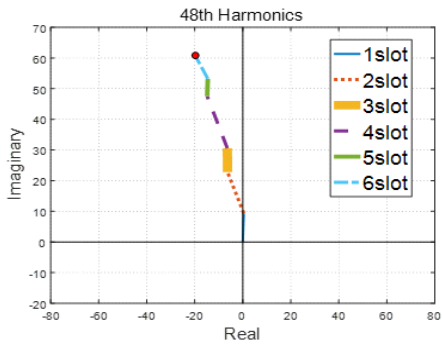
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 11 Electromagnetic force in the complex plane

속도 응답은 식 (4)와 같이 나타난다.

$$A = H_i \sum_{i=1}^N F_i \quad (i = 1, 2, 3 \dots N) \tag{4}$$

위와 같은 논리를 바탕으로 Fig. 10에 나타나 있는 6개의 치에 걸리는 전자기력의 푸리에 변환한 벡터 합을 Fig. 11과 같은 복소평면에 나타내었다. 이때 Fig. 10은 앞선 절에서 언급한 분할모델에서의 고정자 형상을 나타내고 있다. Fig. 11에 나타나 있는 복소평면을 살펴보면 각 치에 걸리는 힘을 순차적으로 벡터 합을 함으로써 특성을 확인 할 수 있다. Fig. 11의 (a), (b)를 살펴보면 치에 가진되는 전자기력의 벡터 합을 할수록 그 합력의 크기가 작아 짐을 확인할 수 있다. 반면 Fig. 11의 (c), (d)를 살펴 보면 치에 걸리는 전자기력의 벡터 합을 할수록 그 합력의 크기가 커지고 있음을 확인할 수 있다. 각각의 벡터 합 좌표와 크기를 Table 2에 나타내었다. 결과를 살펴보면 토크리플이 나타나는 24차 성분과 코깅토크가 나타나는 48차 성분은 위상을 고려하여 힘을 더하면 커지고 그 외의 차수는 작아지는 것을 확인 할 수 있다. 이렇듯 구조물이 고강성 설계로 인한 강제 취급이 가능하다는 측면에서 바라본다면

Table 2 Coordinate and magnitude of vector sum point

	Coordinate	Magnitude[N]
(a)	(18.5, -11.9)	22
(b)	(-4.4, -9.3)	10.3
(c)	(-78.7, -141.3)	161.7
(d)	(-19.8, 60.8)	63.9

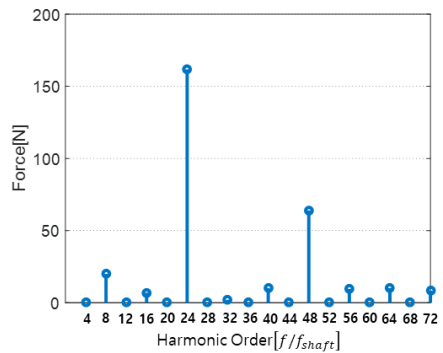


Fig. 12 Spectrum of electromagnetic force at 1000 r/min applied to all tooth

24차와 48차 성분에 의한 가진력이 크게 작용하고 있음을 확인할 수 있다.

위와 같은 결과를 바탕으로 고정자 전체가 받는 전자기력 시간이력의 합을 푸리에 변환하여 Fig. 12에 나타내었다. Fig. 12에 보인 바와 같이 24차 48차 성분이 큰 값을 나타내고 있다. 이렇듯 식 (4)에서 나타내었듯이 구조물이 고강성 설계가 되어 충분히 강체라 가정할 수 있게 된다면 24차와 48차 성분의 큰 가진력에 의해 24차 및 48차 성분만 큰 값을 나타내게 될 것이다. 하지만 실제 전기모터의 측면에서 하우징은 충분한 고강성 설계가 되어있지 않기 때문에 탄성영역에서 진동분석이 필요하다.

3.2 구조해석 결과 및 특성

이 절에서는 앞 절에서 계산된 전자기력을 이용하여 기전연성해석을 수행하고 결과에 대해 기술하고자 한다. 먼저 수치해석 모델의 기본적인 신뢰성을 확보하고 동적거동을 파악하기 위해 모드해석을 수행하였으며 Fig. 13에 공진주파수와 모드형상을 나타내었다.

모드해석 결과를 살펴보면 공진주파수가 529 Hz, 879 Hz, 1211 Hz인 경우는 고정자는 강체로 거동하고 하우징만이 탄성 변형을 보이는 거동을 보이고 있다. 공진주파수가 1289 Hz부터는 하우징과 고정자가 연성되어 탄성모드들이 나타나고 있는 것을 확인할 수 있다. 그리고 공진주파수가 3890 Hz, 4282 Hz, 4575 Hz의 경우 하우징의 로컬 모드들이 나타나고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 14는 회전자 회전수가 1000 r/min부터 6000 r/min까지 1000 r/min 간격으로 Fig. 1에서 보인 절차에 따라 기전연성해석을 수행한 결과이다. 나타낸 결

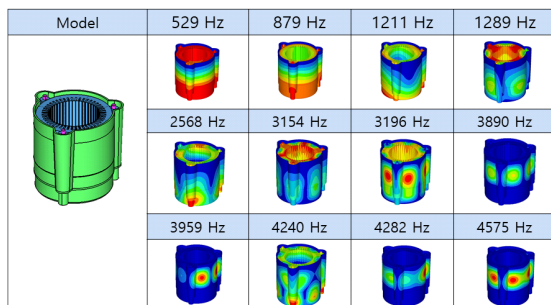


Fig. 13 Mode shapes and their natural frequencies of the motor structure

과는 Fig. 5에 보인 하우징 표면상의 가속도를 식 (2)에서 설명한 방법에 따라 제곱 평균한 값이다. Fig. 14에 보인 가속도 스펙트럼은 회전수 별로 다른 주파수 영역에서 나타내었다. 이는 Fig. 9에서 보인 바와 같이 회전자 회전수의 50차 이상에서는 가진력 발생이 약하므로 진동해석 수행 시 주파수 범위를 회전자 회전수의 80차까지 수행하였기 때문이다. 그리고 전자기력은 8의 배수에 해당하는 고조파 성분만이 0이 아닌 값을 가지고 있으므로 가속도 수준도 해당 주파수에서만 0이 아닌 값을 가진다. Fig. 14의 결과를 살펴보면 각 RPM에서의 차수가 공진의 부근에 위치하고 전자기력과 모드간의 상관성이 큰 경우 큰 가속도 수준을 나타내는 것을 알 수 있다. 1000 r/min의 48차 고조파 주파수인 800 Hz에서 큰 값을 나타내고 있다. 이는 두 번째 공진모드인 879 Hz의 공진과 48차 전자기력간의 상관성이 높기 때문이다. 2000 r/min의 경우 첫 번째 공진모드와 두 번째 공진모드와 각 전자기력간의 상관성에 의해서 16차와 48차에서 큰 값을 나타내고 있다. 또한 4번째 공진모드와 전자기력간의 상관성에 의해 40차와 48차에서도 큰 값을 나타내고 있다. 3000 r/min의 경우 24차 고조파 주파수인 1200 Hz에서 큰 값을 나타내고 있다. 이는 세 번째 공진모드인 1211 Hz의 공진주파수 부근이며 공진모드와 전자기력간의 상관성이 높기 때문이다. 4000 r/min의 경우 8차 고조파 주파수인 533 Hz 부근에서 큰 값을 나타내고 있다. 이는 첫 번째 공진모드인 529 Hz의 공진모드와의 상관성이 높기 때문이다. 5000 r/min의 경우 16차와 40차 고조파 주파수인 1333 Hz와 3333 Hz 부근에서 큰 값을 나타내고 있다. 각각 4번째 공진모드 및 7번째 공진모드의 전자기력간의 상관성이 높기 때문이다. 6000 r/min의 경우 8차와 40차 고조파 주파수인 800 Hz와 4000 Hz에서 큰 값을 나타내고 있으며 각각 2번째 공진모드와 8번째, 9번째 하우징 로컬모드가 해당 전자기력과의 상관성이 높기 때문이다.

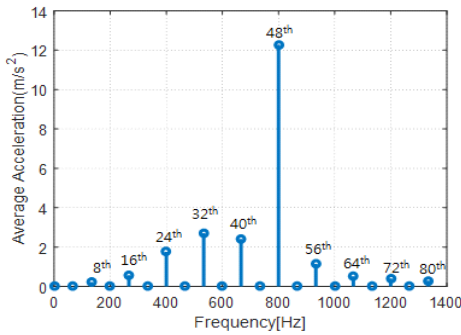
가속도 수준이 회전수 변화에 따라 변하는 하중의 크기와 구조물의 공진 특성에 영향을 받으므로 작동 회전수 영역에서의 진동 특성을 파악하는 것이 필요하다. 이를 위해 전자기력 성분이 존재하여 가속도가 유발되는 8차의 배수에 해당하는 고조파 성분에 대하여 order tracking 분석을 수행하였다. 이 논문에서는 10 r/min 간격으로 기전연성 해석을 수행

하여 차수별 가속도 수준을 계산하고 차수별 가속도 수준을 회전수에 따른 변화를 분석하였다.

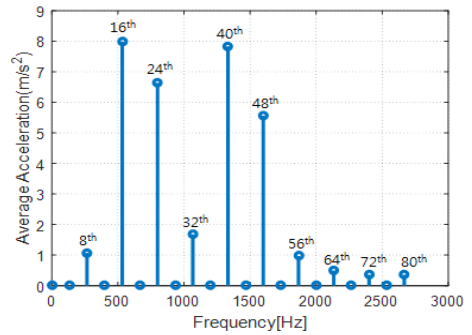
Fig. 15의 결과를 확인해보면 8차, 16차, 24차, 40차 및 48차는 각각 특정 RPM에서 높은 가속도 수준을 나타내고 있는 것을 확인할 수 있다. 반면 32차, 56차, 64차, 72차 및 80차는 다른 차수들에 비해 낮은 가속도 수준을 나타내고 있다. 이 중 24차와 48차의 경우는 각각 토크리플과 코깅토크 성분이 나타나는 차수이다.

Fig. 15에 나타나 있는 8차 성분의 가속도 수준

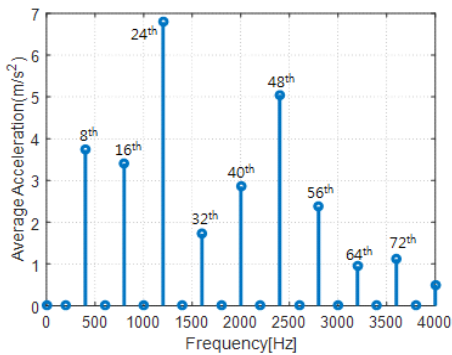
을 살펴보면 4000 r/min에서 공진의 영향에 의한 큰 가속도 수준을 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 4000 r/min의 8차 성분의 주파수는 533 Hz로써 모드해석결과에 나타나 있는 첫 번째 강체모드에 의한 것임을 알 수 있다. 16차 성분의 경우 5000 r/min 부근에서의 가속도가 큰 값을 가지고 있음을 확인할 수 있다. 이때 주파수는 약 1290 Hz로 모드해석 결과의 4번째 공진모드에 의한 것임을 알 수 있다. 4번째 공진모드는 고정자의 1차 탄성모드로 타원으로 진동하는 모드이다.



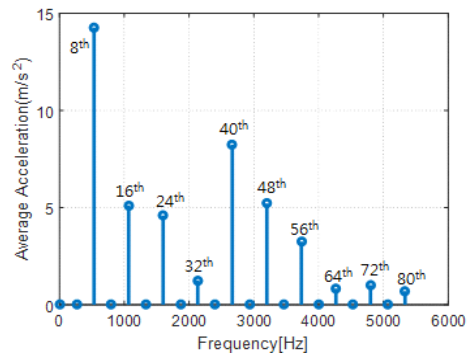
(a) 1000 r/min



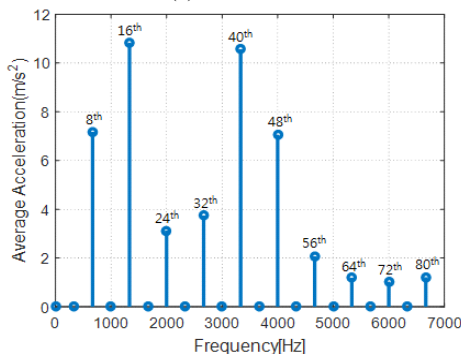
(b) 2000 r/min



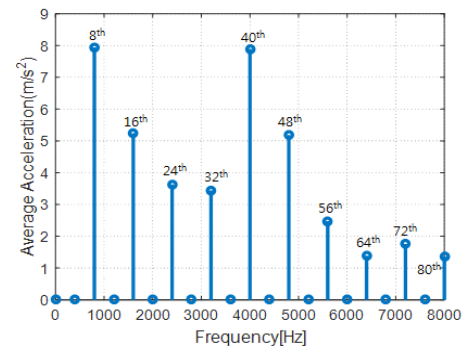
(c) 3000 r/min



(d) 4000 r/min



(e) 5000 r/min



(f) 6000 r/min

Fig. 14 Spectrum of acceleration of housing

24차의 경우 2번째 공진모드에 의한 영향으로 인해 2200 r/min 부근에서 다소 큰 가속도 수준을 나타내고 있다. 40차의 경우도 16차와 비슷한 RPM 대역에서 큰 가속도 수준을 나타내고 있다. 5000 r/min 대역에서의 40차 성분의 경우 3200 Hz의 부근으로 7번째 모드에 의한 것으로 확인 할 수 있다. 48차의 경우는 3번째 모드에 의해 가장 큰 가속도 수준을 나타내고 있다. 이때 주목할 점은 전자기력의 주파수가 각 모드의 공진주파수와 동일할지라도 각 차수별 전자기력의 형태가 해당 모드와는 상관성이 낮으면 공진 모드에 의한 영향은 없다는 점이다.

32차, 56차, 64차, 72차와 80차의 경우도 가속도 수준을 살펴보면 특정 주파수에서 공진 주파수와 일치하는 것을 알 수 있다. 그러나 Fig. 11에 보인 바와 같이 이들 차수에서 전자기력의 크기가 상당히 작은 것을 확인할 수 있다.

전자기력과 전기모터의 공진모드 간의 상관성도 분석함으로써 의미 있는 결과를 얻을 수 있다. 토크 리플과 코깅토크의 성분인 24차와 48차의 전자기력에 의한 진동 결과를 대표적으로 살펴보면 24차 성분에서는 나타나는 공진모드들이 48차 성분에서는 나타나지 않는 것을 확인 할 수 있다. 전기모터가 0 r/min ~ 6000 r/min으로 구동할 때의 48차의 주파수 성분은 0 Hz ~ 4800 Hz로 Fig. 13에 나타나 있는 모든 공진모드들을 지나게 된다. 하지만 48차 성분의 기전연성해석 결과에서는 3번째 공진모드에 의한 영향만 받고 있는 것을 확인할 수 있다.

모드 중첩법에 의한 강제진동해석 결과는 모드 기여도(modal participation factor)와 모드벡터의 곱

으로 나타내어지게 되는데 모드 기여도를 확인하면 가진력과 모드간의 상관성을 간접적으로 파악할 수 있게 된다.

Fig. 16은 24차 및 48차 전자기력에 의한 모드기여도를 보이고 있다. 48차의 경우 24차 고조파와 달리 특정 한 모드의 모드기여도가 지배적인 것을 확인할 수 있다. 이는 48차 전자기력의 경우 3번째 공진모드 외에는 상관성이 매우 낮으며 영향을 받지 않는다는 것을 확인할 수 있다.

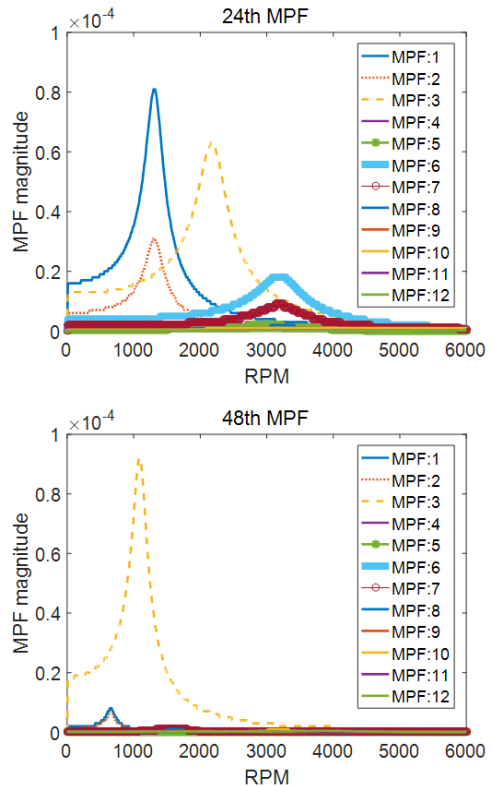


Fig. 16 Magnitude of modal participation factor of the 24th and 48th order

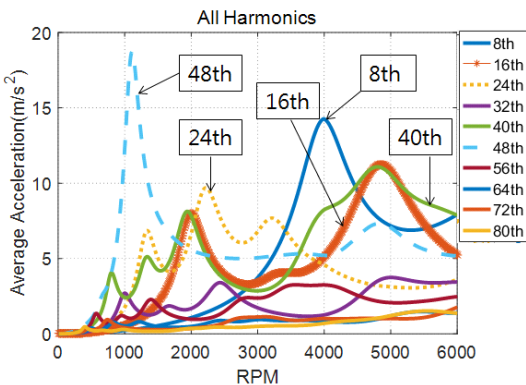


Fig. 15 Order tracking of the acceleration averaged on the surface of the housing

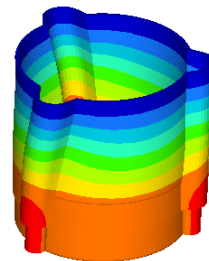


Fig. 17 Modal shape of the 3rd mode

즉, 48차 고조파에 해당하는 고조파의 경우 Fig. 17에 나타나 있는 비틀림 모드를 제외한 모드를 가진 시키지 못하는 것을 알 수 있다. 48차 고조파 즉 코깅토크에 의한 진동저감을 위해서는 다음과 같은 모드를 억제 할 수 있는 하우징 형상이 유리할 것으로 예상할 수 있다. 이렇듯 기전연성효과를 고려하여 각 차수별 전자기력에 의해 가진되는 모드를 파악하고 문제가 될 수 있는 차수와 RPM 분석을 통하여 보다 효율적인 전기모터의 하우징 설계를 할 수 있을 것으로 기대된다.

4. 결 론

이 논문에서는 전기모터의 진동 특성과악을 위하여 기전연성해석 절차를 수립하고 해석을 수행하였다. 수립된 절차에 따라 해석을 수행하기 위해 먼저 전기모터에 가해지는 전자기력의 특성을 분석하고 기전연성해석을 통해 전기모터의 진동특성을 분석하였다. 본 연구의 대상인 8극 48슬롯 영구자석형 자동차용 전기모터의 진동해석을 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 고정자 전체의 측면에서 바라보면 토크리플과 코깅토크의 성분이 뚜렷하게 나타나지만 전자기 유한요소 모델의 노드에 가해지는 전자기력을 살펴보면 토크리플과 코깅토크 차수 성분 외에서도 큰 전자기력이 가해진다.

(2) 고정자의 형상이 실린더 형상에 가까워 잘 알려져 있는 실린더의 탄성모드들이 차례대로 나타나고 있다. 이러한 모드들이 볼트와 하우징과 결합되어 연성된 모드들이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 고주파로 갈수록 하우징만 진동하는 하우징의 로컬 모드들도 다수 나타나게 된다.

(3) 대표적으로 6개의 고정자 치에 대하여 진동장의 주파수 특성을 살펴본 결과 전자기력의 크기는 24차와 48차에서 크게 나타나며 구조공진의 특성에 의해 24차 48차 성분 외에도 큰 진동장이 형성되는 것을 알 수 있다.

(4) Order tracking의 결과를 살펴보면 공진모드에 의한 영향과 전자기력의 크기에 따라 가속도 수준이 결정되어지고 있다. 큰 가속도 수준을 나타내는 영역에서는 공진에 의한 영향이 지배적인 것을 확인할 수 있다. 이러한 공진의 영향을 반영하여 전

기모터의 구조적 설계를 할 필요성이 있다.

(5) 모드기여도를 분석함으로써 전자기력과 공진 모드와의 상관성을 나타내는 모드기여도를 분석하였다. 모드기여도에 따라 공진 모드의 가진 여부를 간접적으로 확인가능하며 진동에 큰 기여를 하는 모드를 파악함으로써 효과적으로 전기모터의 구조적 설계를 할 수 있게 된다.

향후, 이 연구를 통해 제시한 기전연성해석 절차를 통하여 소음진동 저감을 위한 하우징설계 등 구조요소의 설계를 효과적으로 수행할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 현대자동차의 지원을 받아 수행한 연구로 관계자분들께 감사드립니다.

References

- (1) Zhu, Z. Q. and Howe, D., 2000, Influence of Design Parameters on Cogging Torque in Permanent Magnet Machines, IEEE Trans. on Energy Conversion Vol. 15, No. 4, pp. 407~412.
- (2) Hendershot Jr., J. R. and Miller, T., 1994, Design of Brushless Permanent Magnet Motors, Oxford.
- (3) Im, Y. H. and Jang, S. M., 2013, Optimal Design of Interior Permanent Magnet Synchronous Machines Consideration of Magnet BH Characteristic with Different Rotor Type using Response Surface Methodology, Institute of Electrical Engineers, Vol. 62, No. 8, pp. 1080~1089.
- (4) Islam, R., Husain, I., Fardoun, A. and McLaughlin, K., 2009, Permanent-Magnet Synchronous Motor Magnet Design With Skewing for Torque Ripple and Cogging Torque Reduction, IEEE Transactions on Industry Application, Vol. 45, No. 1, pp. 152~159.
- (5) Seo, S. H., Kim, Y. J. and Jung, S. Y., 2015, Stator Tooth Shape design for Torque Ripple Reduction of IPMSM, Proceeding of 2015 Annual Spring Conference of Electrical Machinery & Energy Conversion Systems Society, pp. 33~35.
- (6) Park, H., Kim, D. S. and Park, G. S., 2010, A Study on Reducing Cogging Torque by Core Shapes in

Permanent Magnet Motors, Journal of the Korean Magnetics Society, Vol. 20, No. 2, pp. 609~735.

(7) Won, J. S., Jung, Y. H., Kim, B. W. and Park, K. H., 2011, EV Traction Motor Housing Design for Noise Reduction, Proceeding of 2011 Annual Conference and Exhibition of Korea Society of Automotive Engineers, pp. 2920~2923.

(8) Park, J. C., Park, S. Y., Cho, H. K. and Park, Y. S., 2012, Identifying Dynamic Characteristics of the Traction Motor Housing For the Noise reduction of the Electric Vehicle, Proceeding of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 818~823.

(9) Nam, J. H., Kang, J. H. and Jang, G. H. 2017, Comparison of One-way and Two-way Coupled Analyses of Electromagnetic Machines Considering Magnetic and Structural Interactions, AIP Advances, Vol. 7, No. 5 pp. 056712.

(10) Jacek, F. G., Chong, W. and Joseph, C. L., 2006, Noise of Polyphase Electric Motors, CRC/Taylor & Francis, Boca Raton, FL.

(11) Kim, S. H., 2016, DC/AC Motor Control, Bogdoo Publishing, Seoul.



Seung-Uk Kim received B.S. degrees from Pusan National University in 2017 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in motor noise.



Chinsuk Hong received B.S. in mechanical engineering and an M.S. in dynamic and vibration from Youngnam University, Korea, in 1988 and 1991, respectively. He worked for the Naval System Development (ADD), Korea, for 12 years from 1991. He then joined the Institute of Sound and Vibration Research (ISVR), University of Southampton, UK, in 2003, to pursue his Ph.D. He received the Ph.D in sound and vibration, in 2005. He is now with Naval Architecture and Ocean Engineering, Ulsan College from 2009. His research interests include active noise and vibration control, flow-induced noise and underwater shock response analysis.



Weui-bong Jeong received B.S. and M.S. degrees from Seoul National University in 1978 and from KAIST in 1980, respectively. He then received his Ph.D. degree from Tokyo Institute of Technology in 1990. Dr. Jeong is currently a professor at the department of mechanical engineering at Pusan National University in Busan, Korea. His research interests are in the area of the measurement and signal processing, finite/boundary element analysis of noise and vibration, fluid-structure interactions and acoustic-structure interactions.

대형레이다 수송 동특성 외란 규격 정립 및 내구성 분석

Environmental Specification Establishment of Transport Dynamic Property for Large Radar and Durability Analysis

신 동 준[†] · 이 상 정^{*} · 이 중 학^{**} · 강 광 희^{**} · 진 형 석^{**} · 김 관 성^{***}
Dong-Jun Shin[†], Sang-Jeong Lee^{*}, Jong-Hak Lee^{**}, Kwang-Hee Kang^{**},
Hyoung-Seog Jin^{**} and Kwan-Sung Kim^{***}

(Received August 1, 2018 ; Revised September 14, 2018 ; Accepted September 14, 2018)

Key Words : Large Radar(대형레이다), Transport(수송), Environmental Specification(환경규격), Durability Analysis(내구성 분석), Vibration and Shock(진동 및 충격), Margin of Safety(안전여유)

ABSTRACT

Since the large radar is exposed to the vibration & shock load of the road during vehicle transport, core radar sensors such as an antenna array element including a digital transmitter receiver module (DTRM) should be designed to be safely protected. In this study, vibration and shock environment analysis was carried out in accordance with the procedure for analyzing durability in the transport of large radars, and random vibration (PSD) and shock response spectrum (SRS) analysis was performed by setting environmental specification based on tests and theories. As a result of durability analysis, the largest maximum stress occurred in the DTRM housing assembly, so structural reinforcement was performed. Finally, the margin of safety for vibration and shock was improved from 1.28 to 6.88 and from 1.3 to 9.65, respectively.

기 호 설 명

- D : Bump 길이
- H : Bump 높이
- ν : Bump 통과 속도
- x : 1-자유도 레이더 차량의 변위
- y : 1-자유도 바닥 변위
- z : 1-자유도 상대 변위
- $z = y - x$: Bump 통과 운동 방정식
- m : 레이더 및 차량의 질량

- c : 레이더 차량 서스펜션 점성 계수
- k : 레이더 차량 서스펜션 강성 계수
- ω_n : 레이더 차량 서스펜션 고유진동수
- ξ : 레이더 차량 서스펜션 감쇠 계수

1. 서 론

현대 전장에서 장사정포, 항공기, 유도탄, 탄도탄 등과 같은 공중 위협의 종류와 공격 능력이 날로 증가하고 있으며, 아군의 레이더 탐지체계로부터 회피하기 위한 스텔스화로 인하여 피탐 거리가 축소되

[†] Corresponding Author; Member, LIG Nex1
E-mail : dongjun.shin@lignex1.com
^{*} Yonsei University
^{**} LIG Nex1
^{***} Agency of Defense Development

[#] A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Autumn Conference
[‡] Recommended by Hyung Jo Jung
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

고, 저피탐 성능이 증가되고 있다. 레이더는 고기동화/스텔스화/지능화되어가는 공중 위협에 대한 탐지능력을 높이기 위해 다중 센서 융합, 자동 표적 인식 기법, 레이저 레이더 기술 등 고성능 3차원 탐지 기술을 적용한 다기능 레이더로 발전하고 있으며⁽¹⁾, Fig. 1의 탐지 거리 700 km 이상이 되는 고풍력레이더와 같이 차량 이동이 가능한 대형화가 되어가는 추세이다.

이러한 대형레이더는 차량으로 이동하면서 노면의 진동/충격 하중에 노출되기 때문에, 디지털 반도체송수신조립체(DTRM)를 비롯한 안테나 배열 소자들의 핵심 레이더 센서 등이 안전하게 보호되도록 설계되어야 한다. 이 논문에서는 대형레이더의 수송 동특성 외란 규격 정립을 위한 진동 및 충격 환경 분석을 진행하고, 시험 및 이론을 바탕으로 한 환경 규격을 설정하여 이에 따라 수송 진동/충격 내구성 분석을 수행하였다.

2. 수송환경 분석

2.1 진동 및 충격 환경 분석

(1) 진동 환경 분석

내구성 분석에 사용될 진동 입력을 규정하기 위해 레이더 시스템의 동특성 분석이 선행되었다.

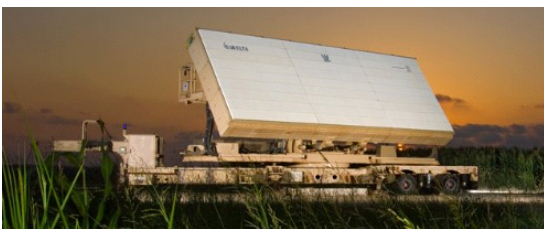


Fig. 1 Missile defense radar EL/M-2080 green pine

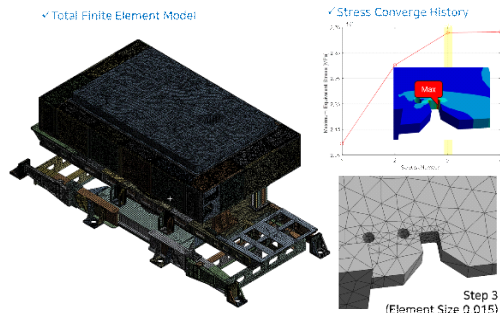
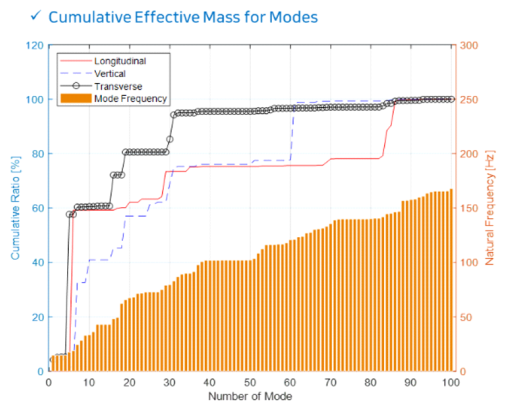


Fig. 2 Whole model and mesh determination method

ANSYS Mechanical 19 Ver.을 사용하였으며, Fig. 2과 같이 해석 모델을 구축하였다. ANSYS에서 제공하는 Quadratic node로 구성된 Solid186요소를 사용하였으며, 각 부품별로 Fig. 2와 같이 응력이 수렴되도록 요소의 개수와 질을 결정하고 이를 통해 해석 결과가 유효성을 가지도록 하였다. 같은 방식으로 모든 부품을 개별적으로 요소의 수와 질을 결정하여 전체 해석 모델을 구축하였다. 전체 해석 모델은 총 1 744 915개의 요소와 2 237 089개의 절점으로 구성되었다.

레이더 시스템의 동특성을 Fig. 3과 같이 요약하여 표현하였다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 유효 질량 (effective mass)이 큰 모드들이 저주파 대역, 35 Hz 아래에 포진하고 있다. 진동 환경에서의 내구성 분석을 위해 수행되는 random vibration 해석에서 입력 스펙트럼 설정은 결과에 큰 영향을 미친다. 그렇기 때문에 입력 스펙트럼의 35 Hz 이하 값들이 충분히 진동 환경을 반영할 수 있어야 한다.



High Effective Mass Modes

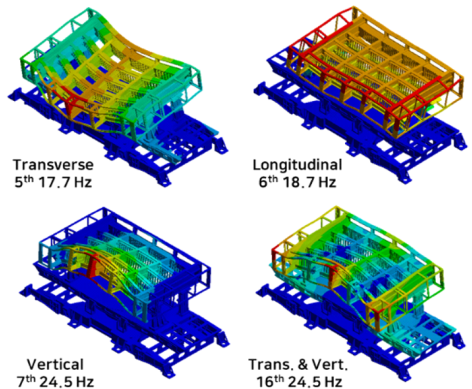


Fig. 3 Dynamic characteristic of the radar system

군사 장비 규격 MIL-STD 810G METHOD 514.7에서는 수송 환경의 진동 분석을 위해 실측 데이터를 사용하도록 권고하고 있다⁽²⁾. 이에 따라 이전에 수행한 다목적 대형 군용 차량에 대해 확보한 실제 주행 진동 데이터를 사용하여 수송 진동 환경을 구축하였다^(3,4).

다목적 대형 군용 차량의 주행 진동 및 내구 시험은 국방 규격(KDS) 및 TOP-2-2506 규격과 절차에 부합하게 진행되었으며, 두 규격보다 더 가혹한 환경에서 수행되었음을 증명하였다⁽⁵⁾. Fig. 4는 주행 시험 셋업을 나타내며, 메인 프레임에 3축 가속도계를 부착하여 총 6개의 지점에서 진동 데이터를 얻었다. 진동 및 내구 시험을 총 4사이클 각 측당 261개의 데이터를 가지고 진동 환경을 구축하였다. 복합 환경에 대한 고려와 충분한 주행 거리 및 시간을 포함하고 있다⁽³⁻⁵⁾. 이와 같이 충분히 검증된 규격을 초과하는 실측 데이터를 이 연구에 사용하여 연구가 신뢰성과 보수성을 가지도록 하였다.

(2) 충격 환경 분석

MIL-STD 810G METHOD 516.7에서는 half sine 또는 saw-tooth 파형을 이용한 충격을 모사하고

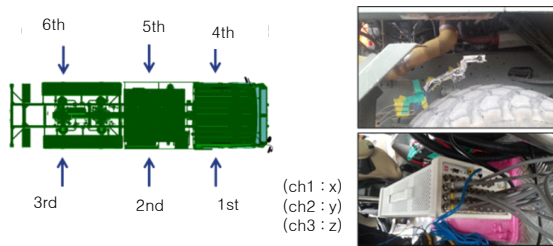


Fig. 4 Accelerometer location and data acquisition

Table 1 PSD data processing

Steps	Detail process
1st Step	Time domain - Filter : Butterworth 6 order - Bandwidth : 2 Hz ~ 500 Hz
2nd Step	Frequency domain - Sampling frequency : 6400 Hz - Frequency lines : 8192 lines
3rd Step	PSD - Resolution : 0.7813 Hz - Hanning window - 50 % overlap

shock response spectrum 해석을 통한 내구성 검증을 요구하고 있다⁽²⁾. 이에 따라 이 연구에서도 적절한 충격 환경을 모사하기 위해서 포장도로에서의 데이터를 제외한 각 측당 139개의 주행 데이터에서 충격 구간을 선별하여 분석하였다. 주행 중의 충격은 일정하지 않고 Random process에 해당하기 때문에 크기가 가우스 분포를 이룬다. 충격을 결정하는 요소 중 충격 시간은 대부분의 충격이 0.2~0.3 초로 비슷하다. 따라서 대포깃 1.31 g에 해당하는 충격을 모사하여 충격 해석에 반영하였다.

2.2 환경 규격 설정

(1) 진동 환경 규격 설정

MIL-STD 810G에서 진동 환경은 random vibration 방법을 사용하도록 요구하고 있다⁽²⁾. 이에 따라, 이 논문에서의 수송 진동은 random vibration 방법을 이용한 다자유도 random vibration 해석을 위해 입력 power spectrum density(PSD)인 진동 환경 규격을 설정했다.

각각 60초 동안 계측된 각 측당 261개의 데이터를 Table 1과 같은 과정으로 PSD로 변환하였다. 앞에서 분석했듯이 35 Hz 이하 PSD 값들이 진동 환경을 충분히 반영하고 보수성을 확보하도록 Fig. 5와 같이 축 별로 261개의 PSD 데이터들의 포락선 PSD 데이터를 진동 환경 규격으로 설정하였다.

(2) 충격 환경 규격 설정

2.1절에서 언급했듯이 충격들의 대포깃에 해당하는 충격 크기를 가지며, 충격 시간이 0.2~0.3 초가 되도록 충격을 설정해야 한다. MIL-STD 810G에 따라 half sine shock를 이용한 등가의 bump shock을 설계하여 적절한 충격 환경을 구축하였다.

등가의 bump shock을 위해 국내 규격 bump의 높이와 길이인 0.075 m, 2 m로 설정하고, 통과하는 속도를 30 km/h로 사용하였다. Fig. 6과 같이 레이더 차량의 bump 통과를 단자유도계로 모사하여 차량에 전달되는 충격을 도출하였다. Fig. 6에 따라 식 (1)과 같이 운동방정식을 basement excitation 형태로 바꾸면 바닥 가진 가속도 식 (3)과 같이 된다.

$$z = y - x$$

$$z + 2\omega_n \zeta z + \omega_z^2 = -\ddot{y}_m \tag{1}$$

$$y(t) = \begin{cases} H \sin\left(\frac{v\pi t}{D}\right) & \text{for } 0 \leq t \leq \frac{v\pi t}{D} \\ 0 & \text{for } t \geq \frac{v\pi t}{D} \end{cases} \quad (2)$$

$$y(t) = \begin{cases} -\left(\frac{v\pi t}{D}\right)^2 D \sin\left(\frac{v\pi t}{D}\right) & \text{for } 0 \leq t \leq \frac{v\pi t}{D} \\ 0 & \text{for } t \geq \frac{v\pi t}{D} \end{cases} \quad (3)$$

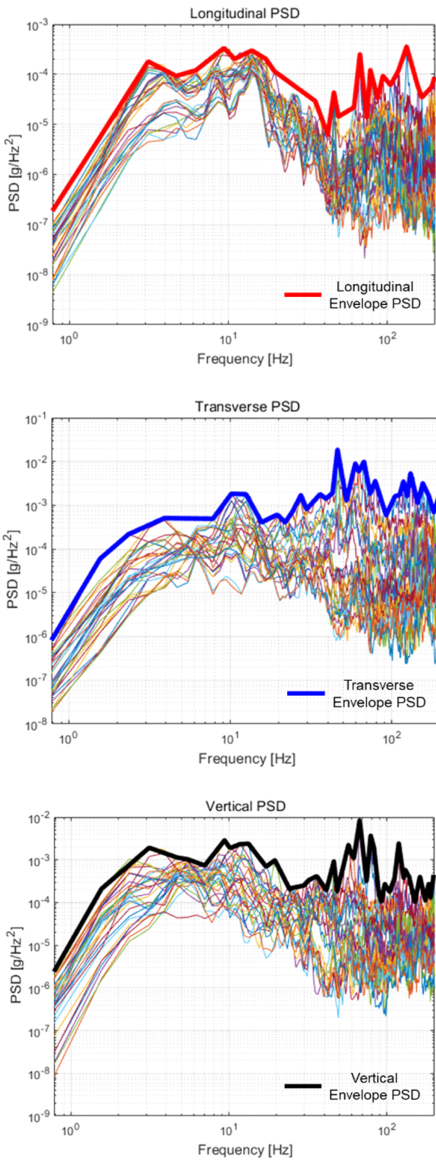


Fig. 5 Vibration environmental specification data

Air suspension이 있는 수송 차량을 1.5 Hz의 고유 진동수(ω_n)와 75% 감쇠 계수(ξ)를 갖도록 설정하였다. 위 식 (1)을 풀면 Fig. 7과 같이 응답 가속도가 도출된다. 레이더의 다자유도 SRS 해석을 위한 충격 환경 입력은 response spectrum 형태의 주파수 입력이 되어야 하므로 Fig. 7의 시간에 따른 응답 데이터를 Fig. 8과 같이 response spectrum 형태로 바꾸어 충격 환경 규격을 설정하였다. 설정된 충격은 최대 가속도가 1.27g이며, 충격 시간은 0.24 초

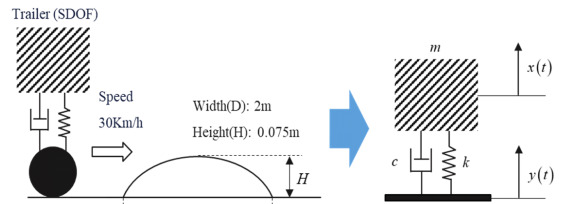


Fig. 6 Equivalent bump shock environmental modeling

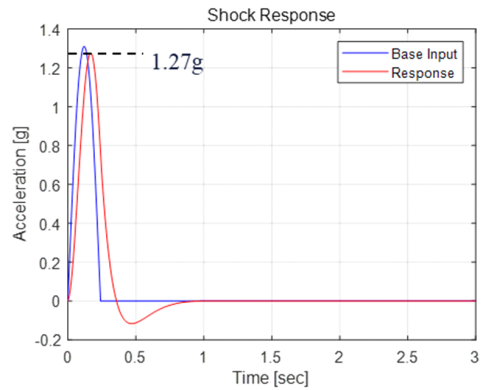


Fig. 7 Time response data for the bump shock

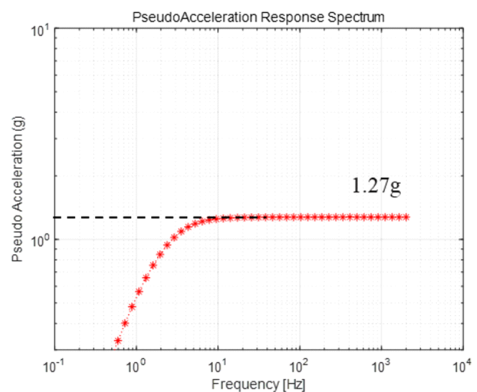


Fig. 8 Shock response spectrum data

이다. 시간 영역에서 최대 가속도를 나타내는 영주기 가속도(zero period acceleration: ZPA)가 1.27 g로 같으므로 충분히 잘 변환된 response spectrum임을 증명한다. 2.1절에서 분석한 충격 환경 크기의 대푯값인 1.31 g과 충격 시간 0.2~0.3초에 잘 부합하므로 Fig. 8과 같이 충격 환경을 잘 반영한 등가의 규격이 설정되었다.

3. 수송환경에 대한 내구성 분석

3.1 수송 진동 내구성 분석

2절에서 정립된 환경 규격을 바탕으로, 대형레이다의 수송 시 진동에 대한 내구성을 분석하였다. 내구성 분석은 유한요소해석으로 수행되었으며, 2절에서 구축된 해석 모델과 해석 툴을 사용하였다.

실제 분석된 대형레이다는 Fig. 9와 같이 이동 시 안테나를 접고 로우 베드 트레일러 위에 안착되어 이동하게 된다. 해석 모델 생성을 위해 디지털 반도체송수신조립체 및 안테나조립체 등의 전자 모듈/센서 등은 포인트 매스(집중 질량) 처리하였으며, 해석 모델 단순화를 진행하였다. 실제로 random vibration 해석은 요소수가 많거나 해석 모델이 복잡하면 해석 시간이 매우 오래 걸리거나, 해석이 불가능하므로, 해석 모델 단순화는 필수적이라고 할 수 있다.

실제로 해석 모델 단순화의 유효성을 검증하기 위해, 상세 모델과 단순화된 해석 모델의 각 모드별 형상과 natural frequency를 비교하고 다르지 않음을 검증하였으며, Fig. 10과 같이 실제 해석 결과

의 고유진동수 차이가 평균 5% 이내로 들어오는 것을 확인하였다.

구속조건으로는, 로우 베드 트레일러에 안착될 대형 레이더 구동조립체의 바닥 면 블록에 fixed 구속조건을 부여하였으며, 그 구속 면으로부터 Fig. 5의 정립된 진동 규격이 적용되어 random vibration 가진이 될 수 있도록 하였다. 3축(vertical, transverse, longitudinal) 방향을 동시에 진동을 인가하여 random vibration 해석을 진행하였으며, 그 해석결과는 Fig. 11과 같다.

해석결과, 3 sigma 등가응력까지 확인하여 대형레이다의 내구성을 분석하였다. 재질의 강도 평가는 각 재질의 항복 강도(yield strength) 대비 얼마의 안전 여유(margin of safety)를 가지고 있는지를 판단하였으며, 안전 여유가 0보다 크면 구조체가 안전한 것으로 판단하였다.

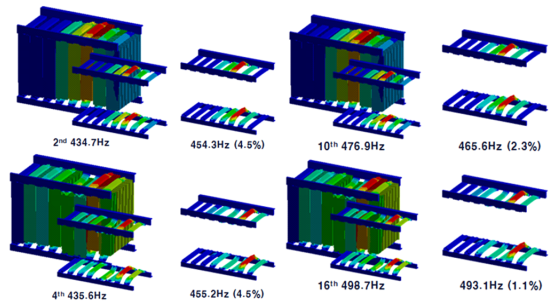


Fig. 10 Mode shape(specific model/analysis model)

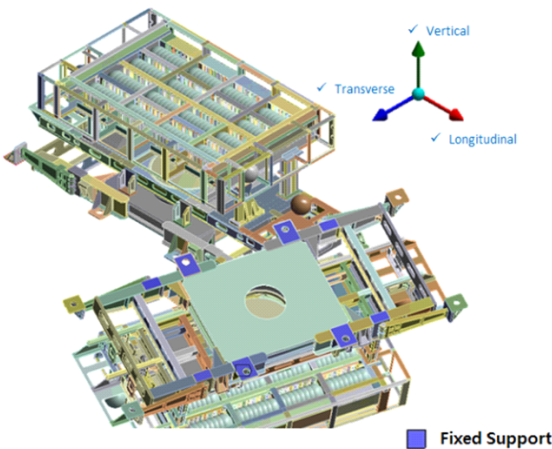


Fig. 9 Random vibration analysis model

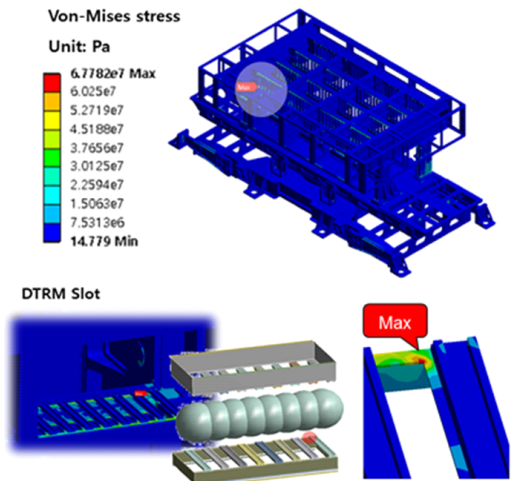


Fig. 11 Random vibration (PSD) analysis result

$$M.S = \frac{Yield\ Strength}{F.S \times Applied\ Stress} - 1 \quad (4)$$

여기서 통상 연성 재료의 안전율(factor of safety)은 1.25를 사용하였다⁽⁶⁾.

대형레이다의 핵심 부품인 디지털 반도체송수신 조립체가 조립되는 DTRM조립체의 조립부에서 가장 큰 67.7 MPa의 최대 응력이 발생하였으며, 이 조립부의 재질은 Al 5051로서 판금으로 제작되는 부위이다.

$$M.S = \frac{193}{1.25 \times 67.7} - 1 = 1.28 \quad (5)$$

Al 5051의 항복 강도가 193 MPa이므로, 식 (4)를 통해 안전 여유를 계산 한 결과는 식 (5)와 같이 1.28이었으며, 방산 특성상 신뢰성이 중요하기 때문에 항복 강도 대비 구조물의 설계 마진이 부족하다고 판단하여 DTRM조립체의 구조물을 Al 6061 재질의 블록 가공 구조로 보강을 수행하였다. 구조 보강을 수행한 이후 동일하게 random vibration 해석을 수행하였으며 그 해석결과는 Fig. 12와 같다.

기존 DTRM조립체의 슬롯 부위는 2.5 t의 얇은 판금 구조로 구성되었기 때문에, 수송 진동으로 인해 모서리부에 응력이 집중되어 항복 강도 대비 설계 마진이 부족하였지만, 이 부위를 Al 6061 재질의 15 t 부재를 가공하여 구조 보강 후의 해석결과, 동일 부위의 DTRM조립체의 슬롯 부위에서 최대 27.7 MPa의 응력이 발생하였다. Al 6061의 항복 강도가 276 MPa이므로, 식 (4)를 통한 안전 여유를 계산한 결과 6.88로 계산되었으며 충분한 안전 여유가 확보되어 구조 보강의 유효성을 확인하였고, DTRM조립체를 제외하고 전체적으로 큰 응력 변화는 없었다. 판금은 시간이 오래 걸리고 고비용의 밀링 공정을 대체하여 시간과 비용을 단축하는 장점이 있지만, 두께가 얇

아 부재의 변형이 심할 수 있어서 위와 같은 결과 나온 것으로 판단된다. 결국 제작방식을 밀링 공정을 통한 블록 가공 방식으로 변경하고, 이에 따른 재질 변경을 통해 부재의 두께를 늘려 구조 보강을 하여 안전 여유를 높일 수 있었다.

3.2 수송 충격 내구성 분석

대형레이다는 국내 도로 주행 시, 도로 위의 과속 방지턱을 지나면서 가장 큰 충격 하중을 받을 수 있는데, 2.2절에서 정립된 bump shock을 이용하여 도출한 환경 규격을 토대로 충격에 의한 내구성을 분석하였다. SRS(shock response spectrum) 해석을 통해 충격 하중에 대한 내구성을 분석하였으며, 해석 모델은 3.1절의 random vibration 해석 모델과 동일하게 구축하였다. 동일한 구축조건에서, Fig. 8의 response spectrum 충격 환경 규격을 부과하여 SRS해석을 수행하였으며, 해석결과는 Fig. 13과 같다.

SRS해석결과도 random vibration 해석결과와 비슷하게 DTRM조립체의 조립부 모서리 부분에서 가장 큰 응력이 발생하였으며, 구조 보강 전의 Al 5051 판금 구조인 상황에서 67.1 MPa의 최대 응력이 발생하였다. 판금 구조의 특성상, 부재의 두께가 얇아 과속방지턱을 넘을 때의 충격하중으로 인해 모서리 부분에 큰 응력이 발생했기 때문이며, 이는 식 (4)에 의해 계산된 안전 여유가 1.3에 해당하고 진동으로 인한 내구성 분석 시 구조 보강이 필요했던 DTRM 조립체와 동일한 부위였다. 이 부위가 항복 강도 대

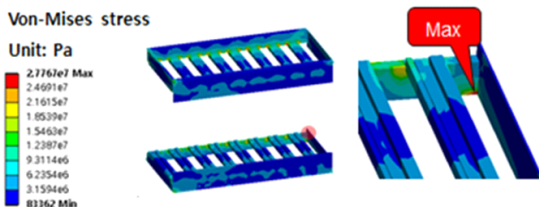


Fig. 12 Analysis result after structural reinforcement

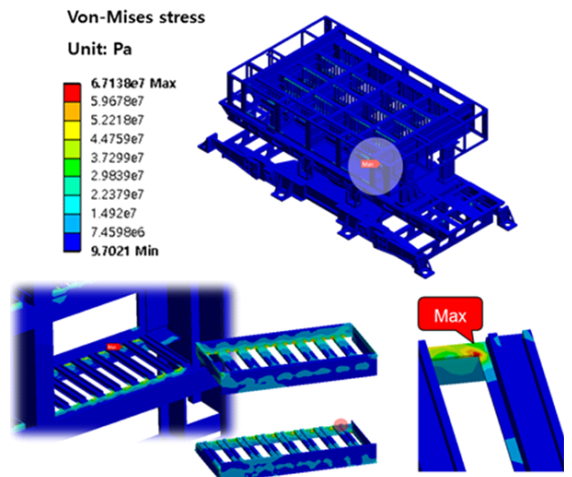


Fig. 13 SRS analysis result

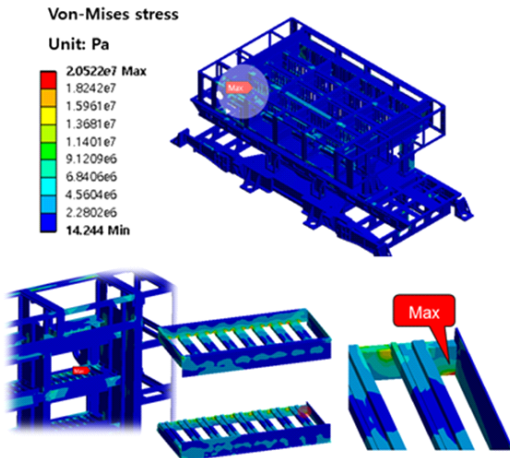


Fig. 14 Analysis result after structural reinforcement

비 설계 마진이 부족하다고 판단한 이유는, 대형레이다의 핵심 부품인 디지털 반도체송수신조립체가 조립되는 부위이며, 이 부분이 판금 구조로 진동이나 충격에 의해 변형되거나 힘을 받게 되면 당연히 핵심부품에 영향을 줄 수 있기 때문이다. Fig. 14는 DTRM조립체의 구조물을 AI 6061재질의 블록 가공 구조로 보강한 후의 SRS해석 결과이다.

4. 결 론

이 연구에서는 대형레이다의 수송 시 내구성을 분석하는 절차에 따라, 진동 및 충격 환경 분석을 진행하고, 시험 및 이론을 바탕으로 한 환경 규격을 설정하여 이에 따라 수송 진동/충격 내구성 분석을 수행하였다. 진동 환경 분석에는 이전에 수행한 다목적 대형 군용 차량에 대해 확보한 실제 주행 진동 데이터를 사용하여 수송 진동 환경을 구축하였으며 PSD처리하여 진동규격으로 정립하였다. 충격 환경 분석에는 bump shock을 이용한 적절한 충격 환경을 구축하여 이론과 수식을 바탕으로 시간에 따른 응답 데이터를 주파수에 대한 response spectrum 형태로 바꾸어 충격 환경 규격을 정립하였다.

이를 바탕으로 random vibration(PSD)해석과 충격 SRS해석을 수행하여 대형레이다의 수송 시 진동 및 충격에 대한 내구성을 분석하였으며, 분석결과 진동 및 충격 모두 디지털 반도체송수신조립체가 조립되는 DTRM조립체에서 가장 큰 최대 응력이 발

생하였으며, 기존 판금 구조에서 블록 가공 구조로 구조 보강을 수행하였다. 그 결과, 진동 및 충격에서 안전 여유가 각각 1.28에서 6.88로, 1.3에서 9.65로 각각 개선되었으며, 대형 레이다 수송 시 내구성을 확보 할 수 있었다. 이와 같은 수송 동특성 외란 규격 정립 및 내구성 분석 절차 등을 통해 향후 유사 레이다 이동 시 진동 및 충격에 대한 내구성 평가가 가능할 것이다.

References

- (1) Kim, J., 2014, Radar Development Tendency & Trend, Defense & Technology Vol. 421, pp. 77~93.
- (2) Department of Defense Test Method Standard, Environmental Engineering Consideration and Laboratory Test, 2015, Report No. MIL-STD-810G w/Change 1.
- (3) Park, J., Lee, S. J., Park, N. and Lee, J. H., 2014, Dynamic Characteristic Analysis of a Military Vehicle via Road Tests, The Korean Society for Noise and Vibration Engineering Annual Autumn Conference, pp. 277~280.
- (4) Lee, S., Park, J. B., Park, N. C., Lee, J. H., Jeong, E. B. and Kim, H. S., 2014, "Vibration Reduction of Military Vehicle Frame with Using Structural Dynamic Characteristics", The Korean Society for Noise and Vibration Engineering Annual Autumn Conference, pp. 281~284.
- (5) Jeong, E., Kang, D. S., Choi, J. H., Kim, H. S. and Choi, M. S., 2014, Endurance Test Procedure, and Validation of Multipurpose Tactical Vehicle", The Korean Society for Noise and Vibration Engineering Annual Autumn Conference, pp. 256~261.
- (6) Shin, D., Lee, J. H. and Kang, Y. S., 2017, Development Process of Mechanical Structure for a Large Radar, Journal of the Korea Institute of Military Science and Technology, Vol. 20, No. 1, pp. 1~11.



Dong-Jun Shin received a B.S. degree in Aerospace Engineering from Korea Aerospace University in 2007, and M.S. degree in Science of Engineering from Seoul National University in 2009. He was engineer in Korea Aerospace Industries

from 2009 to 2010, and He is currently research engineer in Mechanical Engineering Team of Surveillance Reconnaissance R&D lab at LIG Nex1. His research areas include structural vibration and acoustics related to radar & defense.



Sang-Jeong Lee received a B.S. degree in Dept. of Mechanical Engineering from Yonsei University in 2013. He is currently in integrated course in Dept. of Mechanical Engineering from Yonsei University. His research areas include structural vibration with fluid-structure interaction and dynamics.

켈스트럼 분석을 이용한 생산라인에서의 에어컨 블로워 소음불량 검출

Detection of Air-conditioner Blower Noise Defect in the Assembly Line Using Cepstrum

이 동 현* · 오 현 수** · 홍 진 숙*** · 정 의 봉**** · 안 세 진†

Dong Hyeon Lee*, Hyeon Soo Oh**, Chinsuk Hong***,
Weui-Bong Jeong**** and Se-Jin Ahn†

(Received August 21, 2018 ; Revised September 14, 2018 ; Accepted September 27, 2018)

Key Words : Defect Detection(불량 검출), Cepstrum(켈스트럼), Kurtosis(첨도), Rotating Machine Fault(회전 기계 결함), Background Noise(배경소음)

ABSTRACT

In the work process for detecting an air-conditioner noise defect in the assembly line, a method for detecting defects more efficiently and quantitatively than a subjective auditory sense of an operator is required. A noise signal analysis method that can be applied in a non-contact manner requires a process of separating the background noise of the assembly line from the measured signal. In this study, a system that automatically detects blower noise defects that occur frequently in the assembly line is developed. The blower noise defects have a characteristic in which impulsive signals appear at a cycle depending on the rotation speed. To detect this effectively, cepstrum analysis is used. The detection system developed in this study is applied to 125 air-conditioners in the assembly line. As a result, 5 defective air-conditioners are accurately detected.

1. 서 론

기업에게 품질관리는 기업의 이미지와 고객 만족을 위해 아주 중요하다. 품질관리의 주된 업무는 불량률이 고객에게 제공되기 전에 검사를 통해 검출하는 것이다. 회전기계 중 하나인 에어컨 블로워 주위에 이물이 혼입되거나 주변부품과 간섭이 발생하면 블

로워 회전 시 주기적인 충격성 소음이 발생하게 된다. 이러한 불량품이 시장에 유출되지 않기 위하여 제품이 포장되기 전에 소음불량을 검출하는 공정을 두고 있다. 일반적으로 실내기의 소음불량 여부는 검사 공정의 작업자가 청감으로 판단한다. 작업자의 청감과 주관적인 판단으로 이루어지기 때문에 올바른 검출률이 저하되며, 이로 인해 재검사에 따른 시간소모와 불량품이 유출되는 경우도 발생하게 된다.

† Corresponding Author ; Member, Uiduk University, Division of Energy & Electrical Engineering
E-mail : sjahn@uu.ac.kr

* School of Mechanical Engineering, Pusan National University

** LG Electronics

*** School of Mechanical Engineering, Ulsan College

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

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

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

따라서 생산라인에서 효율적이고 신뢰성 있는 소음 불량 검출시스템의 개발이 요구된다.

블로워와 같은 회전기계의 결함을 효과적으로 검출하기 위해 다양한 분석기법을 이용한 연구들이 진행되고 있다. Kim⁽¹⁾은 기어박스의 결함 분류에 초음파 신호를 이용하였고, 베어링 결함에서 기존의 진동 신호보다 초음파 신호가 더 높은 분류성능을 나타내는 것을 확인하였다. Park⁽²⁾는 구름 베어링의 결함을 검출하기 위해 위너 필터로 잡음을 제거한 후, 충격 펄스를 카운팅하였다. 웨이블릿 변환을 이용하여 잡음을 제거한 후, 불량 신호를 탐지하는 연구도 진행되고 있다^(3,4). Kim⁽⁵⁾은 속도가 일정하지 않는 철도차량의 차륜결함을 검출하기 위해 효과적인 캡스트럼 분석법을 연구하였다. Choi⁽⁶⁾은 잡음 속에 묻혀있는 베어링의 결함을 검출하기 위해 최소 분산 캡스트럼을 적용하였다.

에어컨 실내기의 블로워 소음불량을 검출하기 위해서는 불량에 의한 신호를 효과적으로 구분할 수 있는 측정방법이 요구된다. 블로워 주위의 진동을 측정할 수 있는 가속도 센서는 생산라인에서 발생하는 여러 가지 잡음을 분리하여 분석이 가능한 장점이 있지만, 접촉식 센서의 특성상 센서를 탈부착해야 한다는 단점과 제품의 외관을 오염시킬 수 있는 문제점이 있다. 그리고 비접촉식 레이저 센서는 위의 단점을 보완할 수 있지만, 에어컨 실내기 내부에 장착된 블로워와 주변부품의 진동을 직접 측정할 수 없기 때문에 사용이 제한된다. 이 연구에서는 마이크로폰을 이용하여 블로워 주위의 소음을 측정하여 소음불량을 검출하는 방법을 채택하였다⁽⁷⁾. 생산라인에서 발생하는 배경소음들 사이에서 블로워 소음을 분리하는 방안을 찾은 후, 블로워와 같은 회전기계의 불량에 의해 나타나는 주기적인 충격성 신호의 특성을 효과적으로 검출할 수 있는 캡스트럼 분석을 이용하였다.

2. 블로워 소음불량

2.1 실내기 블로워 소음과 소음불량 특성

에어컨 실내기의 블로워에서 발생하는 일반적인 소음은 공기의 흐름에 의한 광대역 소음(broadband noise)과 블로워의 날개가 공기를 가르면서 발생하는 톤 소음(tonal noise)으로 이루어져 있다⁽⁸⁾. 이 연구

에서는 소음불량 검사 공정에서 검출되는 블로워 소음불량의 현상들을 분석하였다. 분석 결과, 블로워와 주위 부품이나 이물 사이의 간섭에 의해 발생하는 주기적인 충격성 소음불량이 대부분을 차지하였다. Fig. 1은 실제 불량률의 분석 결과를 바탕으로 현장에서 발생하는 대표적인 경우들을 재현한 모습이다.

Fig. 1(a)는 블로워 케이스에 테이프 이물이 붙어서 블로워와 간섭을 일으키는 경우를 재현한 모습이며, Fig. 1(b)는 돌출된 내부 케이블과 블로워가 간섭을 일으키는 케이스를 재현한 모습이다.

블로워의 불량에 의한 주기적인 충격성 소음의 특성을 분석하기 위해 무향실(anechoic room)에서 정상 실내기에서 발생하는 소음과 인위적으로 주위 부품들과 간섭을 재현한 실내기의 소음을 측정하여 비교 분석하였다. 풍절음 등을 고려하면서 블로워 소음을 효과적으로 측정하기 위하여 실내기 뒷면에서 10 cm 떨어지고, 높이는 블로워의 허브가 위치한 곳을 측정위치로 선정하였다. 블로워 회전속도는 정



(a) Reappearance of a defect by tape



(b) Reappearance of a defect by cable

Fig. 1 Reappearance of blower noise defects by foreign matter

상과 불량 모두 약 700 r/min으로 측정하였다.

Fig. 2는 정상 소음과 블로워 불량의 소음을 무향실에서 측정된 스펙트럼을 비교한 것이다. 10 kHz까지 나타낸 Fig. 2(a)에서는 4 kHz 이상에서 소음불량 신호의 음압 레벨이 높게 나타나는 것을 알 수 있으며, 저주파 영역을 확대하여 나타낸 Fig. 2(b)에서는 블로워 회전 주파수인 12.2 Hz의 피크가 정상과 불량 신호에서 모두 나타나는 것을 확인할 수 있다. 그리고 블로워를 구성하는 7개의 날개에 의한 BPF (blade passing frequency)는 85.6 Hz이며, 정상과 불량의 신호에서 모두 나타나는 것을 확인할 수 있다. 불량 신호의 경우, 블로워 회전 주파수의 하모닉(harmonic) 성분들 중에서 134.6 Hz(11차)와 159 Hz(13차) 피크가 정상에 비하여 뚜렷이 높게 나타나는 것을 알 수 있다. 그러나 BPF의 2차 성분인 171.4 Hz와 그보다 높은 주파수에서는 불량과 정상의 비교에서 두드러진 차이를 보이지는 않았다. 특정한 하모닉 주파수의 피크 발생 현상은 불량과 정상의 정도와 제품에 따라 무작위로 나타날 수 있기 때문에 정상과 불량을 일관되게

분류하는 파라미터로 이용하는 것은 불가능하다.

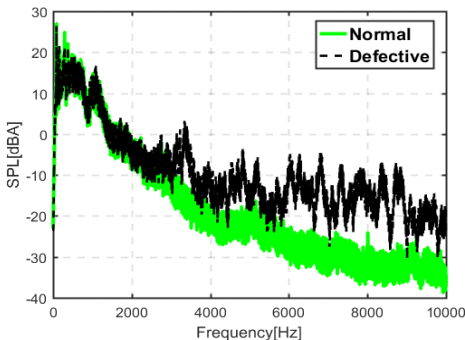
블로워가 회전하면서 이물에 부딪히는 불량은 넓은 주파수 특성을 가지는 충격성 소음인데, 바람 소리가 지배적인 저주파에서 비교적 떨어져 있는 4 kHz 이상에서 뚜렷한 차이를 보였다. 그래서 이 논문에서는 Fig. 2(a)의 4 kHz 이상의 고주파 영역에서 나타나는 차이를 이용하여 불량 신호의 분석을 진행하였다. Fig. 3은 정상과 불량의 소음신호를 각각 4 kHz 고주파 통과 디지털 필터를 적용하여 나타낸 것이다. 디지털 필터를 적용한 불량 신호에서 블로워 회전 주파수와 관계된 1/12.2초의 주기로 나타나는 충격성 신호를 확인할 수 있으며, 정상 신호와 뚜렷하게 구분이 된다.

2.2 소음불량 판별 방법

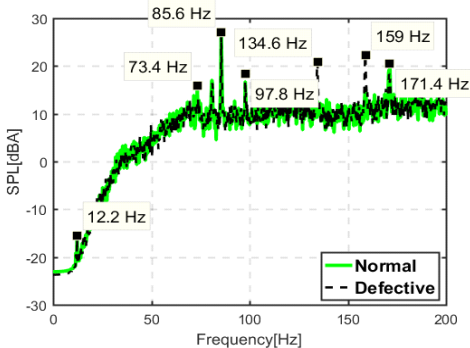
블로워의 불량을 판별하기 위해 일반적으로 사용되는 회전기계의 결함을 검출하는 방법을 적용해보았다. 회전기계 중 하나인 기어 박스(gear box)의 결함을 검출할 수 있는 통계량에는 RMS(root mean square), 첨도(kurtosis), 파고율(crest factor) 등이 있다⁽⁹⁾. 이 중 첨도는 확률 분포의 중심이 뾰족한 정도를 나타내는 지표로써, 충격성 신호를 검출하는데 유용하다. 첨도는 식 (1)로 표현할 수 있다.

$$k(X) = \frac{E[(X-\mu)^4]}{(E[(X-\mu)^2])^2} - 3 = \frac{\mu_4}{\sigma^4} - 3 \quad (1)$$

여기서 X 는 일정 시구간의 음압 데이터를 의미하며, μ 는 X 의 평균, μ_4 는 X 의 4차 중심 적률, σ 는 X 의 표준편차를 의미한다. X 에 충격성 신호가 포함되어 있는 경우, X 의 확률 분포가 정규 분포보다 중심이



(a) ~ 10 000 Hz



(b) ~ 200 Hz

Fig. 2 Spectrum comparison of normal and defective in the anechoic room

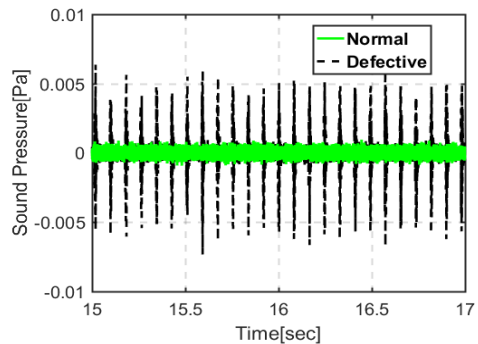


Fig. 3 Comparison of the normal and defective signals measured in the anechoic room

뽀족한 형태의 분포를 가지게 된다. 이때, X 의 첨도는 0보다 큰 값이 된다. 반대로 첨도가 0보다 작은 경우에는 X 의 확률 분포가 정규 분포보다 완만한 중심의 분포를 가진다⁽¹⁰⁾.

Fig. 3에서 블로워 소음불량의 경우 일정한 주기로 충격성 소음이 발생하는 것을 확인하였다. 일정한 주기로 충격성 신호가 발생하게 되면, 주기에 해당하는 주파수의 하모닉 성분이 피크를 가지며 스펙트럼에 나타난다. 스펙트럼에 나타나는 주기적인 피크의 정도를 분석하기 위한 방법으로 캡스트럼을 이용할 수 있다.

캡스트럼(cepstrum)은 로그(log)를 취한 파워스펙트럼(power-spectrum)의 파워스펙트럼으로 정의된다. 시간 신호 $a(t)$ 의 파워스펙트럼을 $S_{AA}(f)$ 라고 하면, 캡스트럼은 식 (2)으로 표현할 수 있다. 또 다른 정의의 캡스트럼은 로그를 취한 파워스펙트럼의 역푸리에 변환(inverse fourier transform)으로 정의된다. 이는 식 (3)으로 표현할 수 있다. 캡스트럼의 두 가지 정의 모두 로그를 취한 파워스펙트럼의 주기성을 확인할 수 있다. 이 연구에서는 식 (3)으로 정의된 캡스트럼을 사용한다^(11,12).

$$C_{AA1}(\tau) = |F[\log(S_{AA}(f))]|^2 \tag{2}$$

$$C_{AA2}(\tau) = F^{-1}[\log(S_{AA}(f))] \tag{3}$$

캡스트럼의 수평축 성분인 큐프렌시(quefrensy)는 파워스펙트럼의 하모닉 성분들을 표시하며, 단위는 시간을 사용한다. 이는 절대 시간(absolute time)이 아닌 파워스펙트럼의 하모닉을 만드는 충격 신호의 주기(periodic time)를 의미한다. T초의 간격으로 충격 신호들이 발생하게 되면, 1/T Hz를 기본 주파수로 하는 하모닉 성분들이 발생하게 된다. 캡스트럼 분석을 하게 되면 T초에 해당하는 큐프렌시 성분이 높은 피크로 나타나게 된다. 블로워의 회전 주파수를 알기 때문에 이에 해당하는 큐프렌시 성분을 분석하면 블로워 소음불량 판별이 가능하다.

3. 집음 및 분석

3.1 집음 장치 설계

에어컨 블로워 소음불량을 검출할 때는 외부의 소음이 차단되는 차폐실에서 집음된 신호를 이용하

는 것이 효과적이다. 하지만 현장에서 집음하기 위해서는 생산라인의 상황을 고려하여 집음 장치를 설계하여야 한다. 이 연구에서는 에어컨 실내기 생산라인의 소음 검사 공정에 Fig. 4와 같이 길이가 약 7m인 방음터널을 통과할 때, 블로워 소음을 효과적으로 집음하는 장치를 설계하였다. 방음터널은 외부의 배경소음을 완전히 차단하지 못하며, 내부에서도 컨베이어 작동음 등의 소음이 존재하는 불리한 조건에서 집음이 가능하도록 설계하였다.

컨베이어 위에서 일정한 속도로 이동하고 있는 에어컨 실내기를 멈추지 않고 고정된 마이크로폰으로 집음하였다. 이때 마이크로폰의 위치는 Fig. 5와 같이 이동하는 에어컨 실내기 후면에서 충분한 거리를 두고, 컨베이어에서 블로워 허브와 나란한 높이가 되도록 하였다. 마이크로폰 선정에 있어서는 충격음과 유사한 특성을 가지는 컨베이어 소음을 최대한 제거하기 위하여 지향성 마이크로폰을 사용하였다. Fig. 6(a)는 이 연구에서 사용한 지향성 마이크로폰의 주파수에 따른 지향성을 나타내며, Fig. 6(b)는 바닥방향에서 발생하는 컨베이어 소음을 무지향성 마이크로폰과 지향성 마이크로폰으로 측정된 것

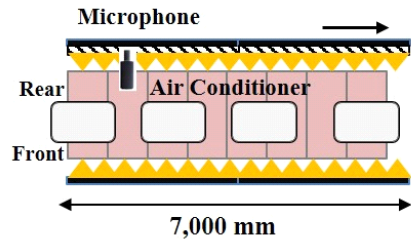


Fig. 4 The soundproof tunnel in the noise inspection process

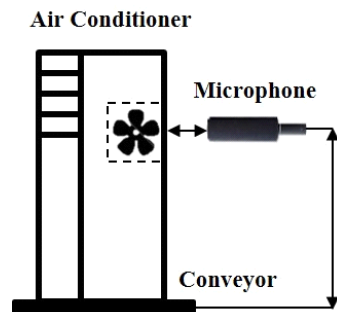


Fig. 5 Measuring position of an air-conditioner

을 비교하여 나타낸 것이다. 에어컨 실내기 한 대가 컨베이어를 통해 이동하는 동안 블로워 소음이 측정되는 시구간을 확인하기 위하여 블로워의 BPF 대역을 확대한 스펙트로그램을 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 7~14초 사이에 블로워의 BPF가 뚜렷이 나타나는 구간이 존재하며, 블로워 소음 불량 검출을 위해 분석해야 하는 구간이다.

3.2 방음터널 내의 배경소음 및 블로워 소음

생산라인에서 완전히 방음되지 않는 방음터널 내부로 유입되는 다양한 소음들이 있으며, 내부에도 근처에서 작동되고 있는 에어컨 실내기와 컨베이어 작동음 등이 존재한다. 이 연구에서는 다른 공정 작업에서 발생하여 방음터널 내부로 유입되는 주요 배경소음들을 조사하였으며, 이러한 배경소음이 존재하는 상황에서 측정한 블로워 소음과 무향실에서 측정한 소음의 스펙트럼을 Fig. 8(a)에서 비교하였다. 생산라인에서 측정한 신호에는 3000 Hz 부근의 주파수 대역과 5000 Hz~6000 Hz 대역에서 무향실에

비해 음압레벨이 높게 나타났다. 이러한 차이를 확인하기 위하여 Fig. 8(b)에 생산라인 측정의 스펙트로그램을 나타내었다. 여기서 점선으로 표시된 2000 Hz~3000 Hz 대역은 에어컨의 전원이 켜질 때와 꺼질 때의 배경소음이며, 실선으로 표시된 3000 Hz 부근과 5000 Hz~6000 Hz 대역은 생산라인의 위치센서에

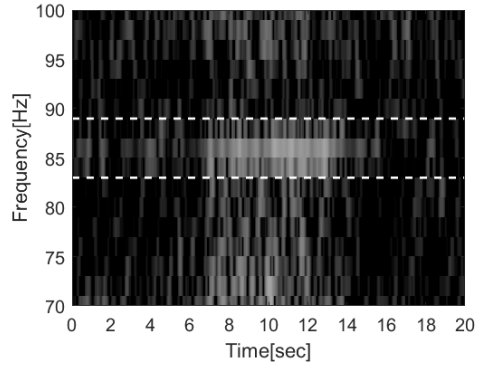
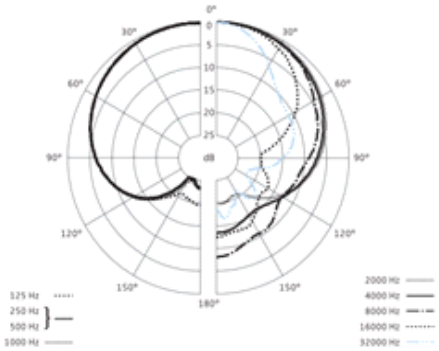
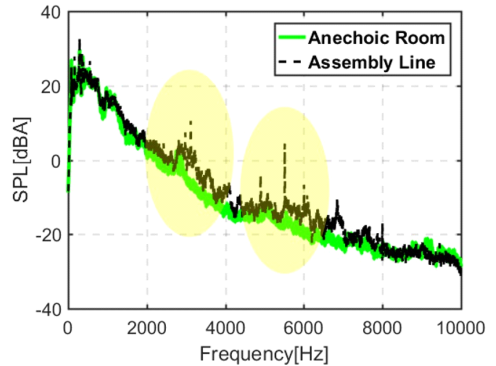


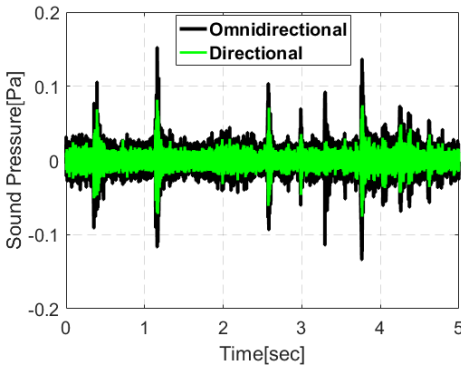
Fig. 7 BPF of A/C passing through microphone



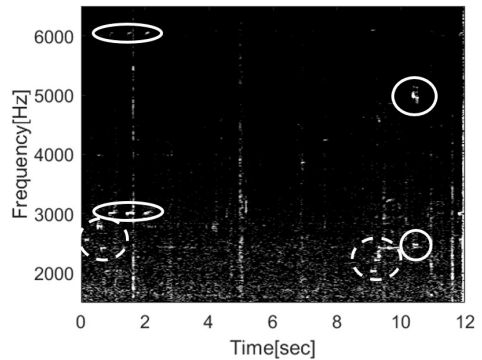
(a) Polar pattern



(a) Spectrum comparison of the anechoic room and the assembly line



(b) Conveyor belt noise



(b) Background noise of sensors and A/C

Fig. 6 Directional microphone characteristics

Fig. 8 Background noise in the assembly line

의한 배경소음으로 분석되었다. 또한 실내기를 이동시키는 컨베이어의 작동음, 그리고 다른 공정에서 간헐적으로 발생하는 과도 소음 등이 스펙트로그램에서 넓은 주파수 대역을 가지는 충격성 배경소음으로 나타났다.

이 연구에서는 에어컨 실내기의 양품과 불량품이 배경소음을 포함한 방음터널에서 집음 장치를 지나는 동안 측정된 신호를 비교 분석하였다. 양품과 불량품 모두 약 700 r/min으로 회전하는 상태에서 측정하였다. Fig. 9는 양품과 불량품에서 측정된 소음

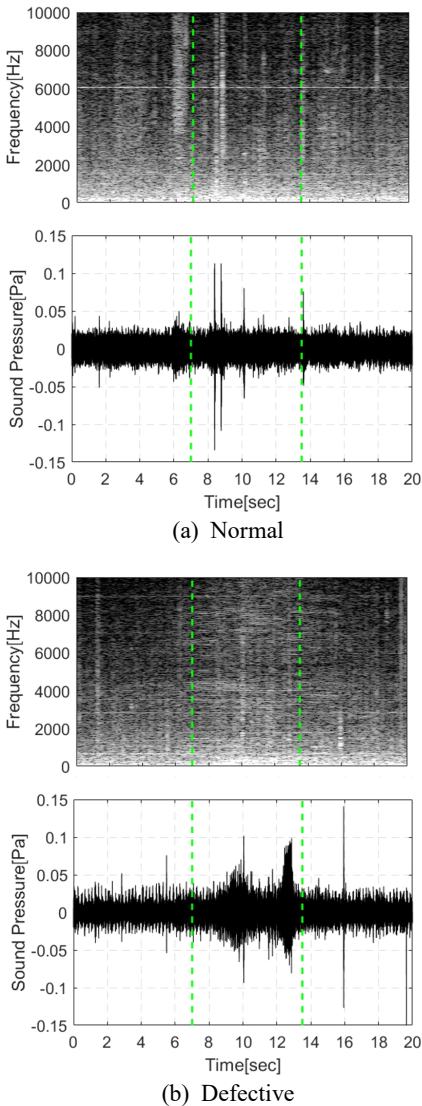


Fig. 9 Synchronization of spectrogram and A-weighting signal

의 스펙트로그램과 A-weighting을 적용한 시간신호를 동기하여 나타낸 것이다. Fig. 10은 Fig. 9에서 나타낸 신호에 블로워 소음불량 특성을 고려한 4 kHz 고주파 통과 디지털 필터를 적용하고, 측정 유효 시 구간인 7~13초를 나타낸 것이다. 블로워 소음불량의 경우 블로워 회전 주기에 맞게 충격성 소음이 발생하는 것을 확인할 수 있다.

3.3 주기적인 충격성 신호 검출

앞의 실험결과에서 알 수 있듯이 블로워 소음불량은 회전주기마다 충격성 소음이 발생하는 특성이 있다. 즉, 블로워 소음불량을 효과적으로 검출하기 위해서는 주기적인 충격성 신호와 그렇지 않는 신호를 판별하는 방법이 필요하다. 4000 Hz 고주파 통과 디지털 필터를 적용한 Fig. 10의 신호에 0.4초 간격으로 첨도를 구하여 Fig. 11에 나타내었다. 이때 오버랩은 70%로 하여 첨도를 구하였다. Fig. 11의 불량에서 블로워 소음불량에 의한 주기적인 충격성 신호가 포함된 경우에 첨도가 0보다 큰 값으로 나

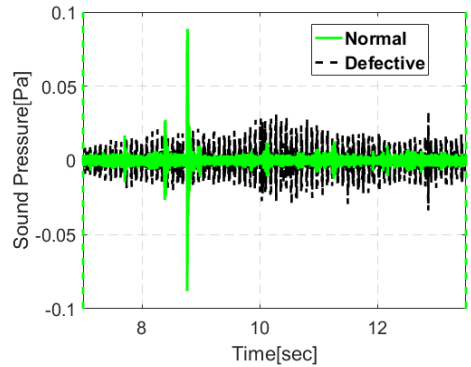


Fig. 10 Comparison of the filtered signals

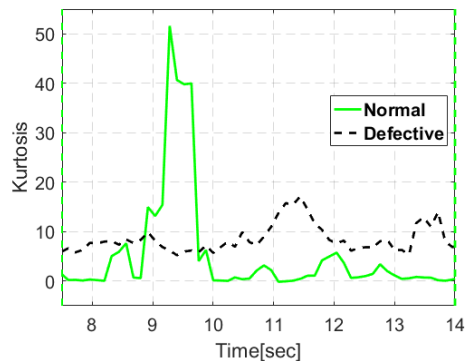


Fig. 11 Comparison of kurtosis result

타난다. 정상인 경우 침도가 0에 가까운 값이지만, 충격성 또는 과도성 배경소음에 의해 0보다 큰 값인 경우도 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이러한 이유로 인해 정상과 불량품을 자동으로 판별하는 시스템에 침도를 기준값으로 이용하기에 한계가 있다.

이 연구에서는 블로워 소음불량의 스펙트럼에서 회전 주파수를 기본으로 한 하모닉 성분의 피크들이 나타나는 현상을 활용하기 위하여 cepstrum 분석을 실시하였다. Fig. 12는 방음터널에서 측정한 블로워의 양품과 불량품 소음에 대하여 구한 cepstrum을 비교한 것이다. Fig. 12(a)는 실내기가 마이크론 앞을 지나는 임의의 시간 1초에 대해 cepstrum 분석을 한 결과이다. 불량품의 경우에는 블로워 회전 주파수의 역수에 해당하는 cepstrum 87.79 ms에서 뚜렷한 피크값이 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 12(b)는 0.4초 간격으로 70% 오버랩을 적용하여 블로워 회전 주파수에 해당하는 cepstrum의 피크를 나타낸 그림이다. Fig. 11에서 나타낸 침도의 결과에 비해

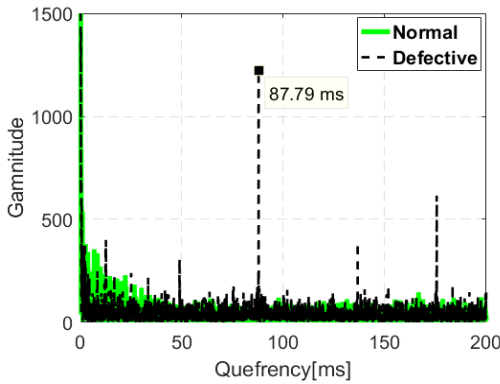
양품과 불량품의 차이가 뚜렷하게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

블로워 소음불량의 다른 경우에 대하여 적용한 cepstrum의 결과에서도 블로워 회전 주기의 cepstrum 시에서 피크값이 정상에 비하여 뚜렷한 차이를 보임을 확인하였다. 실험 조건은 약 700 r/min의 회전 속도를 가지는 조건이었지만, 다른 회전 속도 조건에서도 블로워의 회전 속도에 해당하는 cepstrum 대역에서 블로워와 이물의 간섭에 의해 발생하는 주기적인 충격성 신호를 검출할 수 있다.

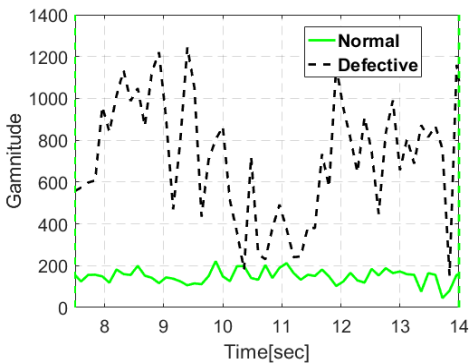
4. 소음불량 검출 시스템

4.1 검출 알고리즘

이 연구에서는 cepstrum을 이용하여 생산라인에서 블로워 소음불량을 검출하는 시스템을 개발하였다. 컨베이어 위에서 이동하는 에어컨 실내기 소음을 측정하기 위하여 설계한 집음 장치를 사용하였다. 그리고 별도의 장치를 설치하여 실내기가 마이크론 앞을 지나는 동안 자동으로 집음이 되도록 하였다. 각각의 에어컨 실내기에서 집음된 소음신호는 Fig. 13의 순서도와 같은 절차에 따라 검출값을



(a) Comparison in frequency domain



(b) Time history of frequency peak

Fig. 12 Comparison of cepstrum result

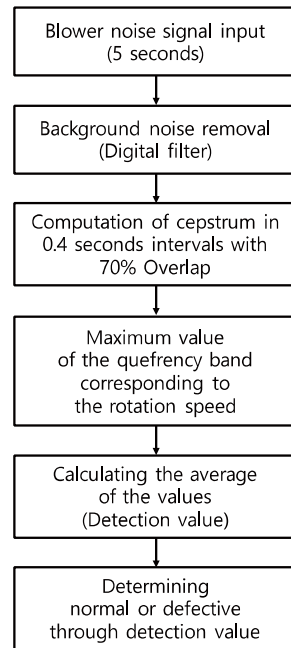


Fig. 13 Comparison of cepstrum result

계산하여 소음불량 여부를 판정한다.

5초동안 집음된 소음신호가 입력되면 주요한 배경소음을 제거하기 위하여 디지털 필터를 적용한다. 배경소음이 제거된 신호는 0.4초 간격으로 70% 오버랩하여 39개의 캡스트럼을 구한다. 각각의 캡스트럼에서 블로워의 회전주기에 해당하는 쿠프렌시 구간의 피크 최대값을 구하고 이 값들의 평균값을 검출값으로 사용한다.

4.2 현장 적용 및 검출값

이 연구에서 개발한 소음불량 검출시스템의 타당성을 확인하기 위하여 소음 검사 공정의 작업자에 의해 소음불량으로 분류된 5대의 에어컨 실내기를 포함한 총 125대에 대하여 검출시스템을 적용해 보았다. 125대 모두 집음 장치로 집음과 함께 작업자도 검사를 실시하였다. 그 중 검사 공정의 작업자가 검

출한 5대는 수리가 필요한 불량이고, 나머지 120대는 양품으로 판정된 것이다.

Fig. 14는 125대에 대한 검출 알고리즘 결과를 나타낸 것이다. Fig. 14(a)는 양품 120대의 검출값에 대한 통계를 그림으로 나타낸 것이다. 가로축은 양품의 검출값이고, 세로축은 각 검출값에 대한 양품의 대수를 표현한 것이다. 양품 120대에 대한 검출값의 평균은 193.6이고, 표준편차는 4.9로 계산되었다. Fig. 14(b)은 양품 120대와 불량품 5대에 대한 검출값을 나타낸 그림이다. 일정한 값을 기준으로 양품 120대와 불량품 5대가 분류되는 것을 확인할 수 있다.

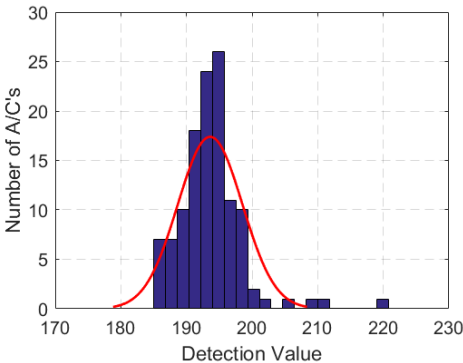
5. 결론

이 연구에서는 에어컨 실내기의 불량 중에서 이물과 블로워의 간섭에 의한 소음불량을 다양한 배경소음이 존재하는 생산라인에서 검출하기 위한 시스템을 개발하였다. 블로워 소음불량의 주기적인 충격성 신호의 특성을 실험하고 분석하였으며, 생산라인의 방음터널 내부의 배경소음을 제거하거나 검출값에 미치는 영향을 최소화하기 위한 센서 선정과 신호처리를 실시하였다. 검출값을 선정하기 위하여 소음신호에 침도와 캡스트럼을 적용해 보았으며, 캡스트럼이 주기적인 충격신호를 효과적으로 검출할 수 있다는 것을 확인하였다. 집음된 소음 신호의 캡스트럼에서 블로워 회전주기에 해당하는 쿠프렌시의 피크값은 블로워 소음불량 현상의 정도를 정량적으로 표시할 수 있었다. 양품의 에어컨 실내기 120대와 불량품 5대를 생산라인의 동일한 조건에서 검출시스템을 적용한 결과에 적절한 검출 기준값을 설정함으로써 소음불량을 검출할 수 있었다.

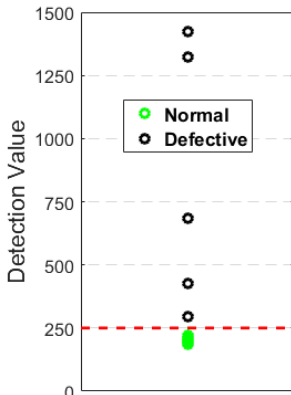
이 연구의 검출 시스템은 에어컨 실내기의 블로워 위치와 작동모드를 특정하여 적용한 것이며, 다양한 모델의 에어컨 실내기에 적용하기 위해서는 블로워의 위치와 회전주기 등에 따른 변수를 재설정하여야 한다.

References

(1) Kim, H. J., Ha, J. M., Ahn, B. H., Park, D. H. and Choi, B. K., 2018, Failure Classification of Gearbox Using Ultrasonic Signal Characteristics, Transactions of



(a) Distribution of detection value of 120 normal air-conditioners



(b) Detection value of 125 air-conditioners

Fig. 14 The results of the detection algorithm

the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 1, pp. 57~63.

(2) Park, S. T., Weon, J. I., Park, S. B. and Woo, H. S., 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.

(3) Lee, J. H., Kim, J. H., Hwang, J. B. and Kim, S. S., 2007, A Study on Fault Detection of Cycle-based Signals Using Wavelet Transform, Journal of the Korea Society for Simulation, Vol. 16, No. 4, pp. 13~22.

(4) Oh, S. D., Kim, Y. J., Seo, H. Y., Lee, T. H. and Lee, J. W., 2011, Diagnostic System for Crashing and Damping Signals in Engine-assembly Line, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, Vol. 35, No. 8, pp. 965~970.

(5) Kim, G. Y., Kim, H. T. and Koo, J. S., 2016, A Study on Cepstrum Analysis for Wheel Flat Detection in Railway Vehicles, Journal of the Korean Society of Safety, Vol. 31, No. 3, pp. 28~33.

(6) Choi, Y. C. and Kim, Y. H., 2000, Detection of Impulse Signal in Noise Using a Minimum Variance Cepstrum - Application on Faults Detection in a Bearing System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 6, pp. 985~990.

(7) Ji, H. G. and Kim, J. H., 2014, Fault Detection and Localization Using Wavelet Transform and Cross-correlation of Audio Signal, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 31, No. 4, pp. 327~334.

(8) Kim, W., Hur, N. K., and Jeon, W. H., 2010, Numerical Analysis of Unsteady Flow Field and Aeroacoustic Noise of an Axial Flow Fan, Journal of

Computational Fluids Engineering, Vol. 15, No. 4, pp. 60~66.

(9) Lebold, M., McClintic, K., Campbell, R., Byington, C. and Maynard, K., 2000, Review of Vibration Analysis Methods for Gearbox Diagnostics and Prognostics, Proceeding of the 54th Meeting of the Society for Machinery Failure Prevention Technology, pp. 623~634.

(10) Shin, K. H. and Hammond, J., 2008, Fundamentals of Signal Processing for Sound and Vibration Engineers, John Wiley & Sons, England.

(11) Randall, R. B., 1987, Frequency Analysis, Brül & Kjør, Denmark.

(12) Konstantin-Hansen, H. and Herlufsen, H., 2010, Envelope and Cepstrum Analyses for Machinery Fault Identification, Sound & Vibration, Vol. 44, pp. 10~12.



Dong Hyeon Lee received B.S. degrees from Pusan National University in 2017 and he is currently majoring in noise and vibration in Pusan National University. He especially is interested in signal processing for defect detection.



Se-Jin Ahn is received B.S., M.S. and Ph.D. degrees from Pusan National University in 1994, 1996, and 2003, respectively. Dr. Ahn is currently a professor at the department of energy & electricity in Uiduk University. His research interest is in human vibration.

탄소섬유적층 각도에 따른 CFRP 평판의 실내소음 특성

Interior Noise Characteristics Inside of Enclosure of CFRP Composite Plates Made of Different Carbon Fiber Lamination Angles

방성일* · 김연수* · 백지선* · 이상권†
Sungil Bang*, Yeun Soo Kim*, Jiseon Back* and Sang-Kwon Lee†

(Received August 21, 2018 ; Revised September 14, 2018 ; Accepted September 14, 2018)

Key Words : CFRP(탄소섬유강화플라스틱), Lamination Angle(적층 각도), Sound and Vibration(소음진동), Interior Noise(실내소음), Cavity Mode(공동 모드)

ABSTRACT

Recently, the research on the weight lightening of the vehicle body for increasing the fuel efficiency of automobile have been actively carried out. One way to reduce the weight is to change the material applied to the car body. In recent years, CFRP laminated plates, which has lower density and similar strength to conventional metals, has been increasingly applied to the car body. However, since the CFRP laminated plate has different sound and vibration characteristics compared with conventional metal plate, the research on the sound radiation characteristics is required for the successful application. This paper studies the effect of sound and vibration characteristics of CFRP plates according to the fiber lamination angle on interior noise of the enclosure made of CFRP laminated plate. The purpose of this paper is numerically to predict the interior noise of the enclosure caused by the vibration of the CFRP plates with different laminated angles of carbon fiber. The numerical method is validated by theoretical and experimental method.

기 호 설 명

c_0 : 음속
 L_x : 직육면체 공동의 x축 방향 길이
 L_y : 직육면체 공동의 y축 방향 길이
 L_z : 직육면체 공동의 z축 방향 길이
 $\psi_n(\mathbf{x})$: 비 연성 음향 모드 형상 함수
 Ψ : $\psi_n(\mathbf{x})$ 의 벡터
 $a_n(\omega)$: 음향 음압 모드의 복소 진폭

\mathbf{a} : $a_n(\omega)$ 의 벡터
 $\phi_m(\mathbf{y})$: 비 연성 진동 모드 형상 함수
 Φ : $\phi_m(\mathbf{y})$ 의 벡터
 $b_m(\omega)$: 진동 속력 모드의 복소 진폭
 \mathbf{b} : $b_m(\omega)$ 의 벡터
 V : 실내공간의 부피
 S_f : 구조물의 표면적
 ρ_0 : 공기 밀도
 $A_n(\omega)$: 음향 모드 공진 항

† Corresponding Author; Member, Acoustics and Vibration Signal Processing, Department of Mechanical Engineering, Inha University
E-mail : sungil931212@naver.com

* Member, Acoustics and Vibration Signal Processing, Department of Mechanical Engineering, Inha University

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

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

- T_α : 1차 모드의 시간 상수
- ω_n : n 번째 음향 모드의 고유진동수
- ζ_n : n 번째 음향 모드의 감쇠비
- $C_{n,m}$: 비 연성 구조 및 음향 모드 형상 함수 간의 기하학적 연성 관계
- \mathbf{q}_s : 구조의 진동으로 인한 모달 소스 강도 벡터
- Z_α : 비 연성 음향 모드 임피던스 행렬
- \mathbf{A} : A_n 으로 구성된 (n,n) 대각 행렬
- ρ_s : 평판의 밀도
- $f(\mathbf{y},\omega)$: 평판의 표면에서 힘 분포 함수
- $p(\mathbf{y},\omega)$: Cavity 음압 분포
- $B_m(\omega)$: 구조 모드 공간 항
- ω_m : m 번째 구조 모드의 고유진동수
- ζ_m : m 번째 구조 모드의 감쇠비
- \mathbf{g} : 외력 분포 $f(\mathbf{y},\omega)$ 에 의한 일반화 된 모달 힘 벡터
- \mathbf{g}_α : 음향 시스템에 작용하는 모달 힘 벡터
- \mathbf{Y}_s : 비 연성 구조 모달 이동 행렬
- \mathbf{B} : B_m 으로 구성된 (m,m) 대각 행렬

1. 서 론

CFRP(carbon fiber reinforced plastic)는 금속 재료들과 비슷한 강성을 가지면서 낮은 밀도를 갖고 있음으로 최근에 항공, 자동차 그리고 선박 같은 경량화가 필요한 운송수단에 사용이 증가하고 있다. 그리고 CFRP는 이방성 특성과 탄소 섬유 적층 구조에 따라 다른 진동 특징들을 나타냄으로 CFRP 복합재료의 진동 특성에 대한 연구는 계속되고 있다^(1,2). 그러나 CFRP의 구조-음향 연성 방사소음 특성에 대한 연구는 부족하다. 실제 산업현장에 적용하기 위해서는 CFRP의 구조-음향 연성 방사소음 특성에 대한 연구가 중요하다. 앞선 연구⁽³⁾에서는 자유음장(free field)에서 탄소 섬유 배열에 따른 CFRP 평판의 방사소음이 관찰되었다. 이 연구 결과에 의하면 CFRP 평판의 단 방향 섬유 배열의 변화는 고유진동수, 모드 형상, 진동응답 그리고 평판으로부터 방사되는 방사소음과 같은 진동음향 특성들을 변화시킨다. 구조-음향 연성을 갖는 잔향음장(reverberant field)에서 실내 소음 예측에 대한 연구는 정확한 이론적 연구는

어려워 수치해석 방법이 많이 사용되어 왔다. 문헌조사에 의하면 Kim과 Brennan^(4,5)은 유연한 구조물과 음향학적 완전 강체의 벽으로 둘러싸인 임의의 모양의 실내 공간에 대한 구조-음향 연성 문제를 이론적으로 해석하였다. 이때 사용된 유연한 구조물은 등방성 성질을 갖는 강판이었다. 이 연구 사용된 해석 기법은 모빌리티(mobility) 및 임피던스(impedence) 접근법이었으며, 해석결과로 유연한 구조물의 진동에 의한 실내소음을 정확히 예측하였다. 이 연구에서는 CFRP 평판을 유연한 구조물로 사용되는 임의의 모양의 실내 공간에 대한 구조-음향 연성 문제를 모빌리티 방법으로 해석하였다. 특히 CFRP 판재의 탄소 섬유 적층각도에 따라 구조-음향 연성 구조물의 실내소음이 어떻게 변화하는지를 연구하였다. 해석적 방법을 검증하기 위해서 FEM에 기초한 수치해석과 실험을 시행하였다.

2. 이론적 실내소음 해석

Fig. 1에서 보여주는 바와 같은 잔향특성을 갖는 밀폐된 직육면체 공간에 대한 실내 공명 모드의 주파수는 식 (1)로 표현된다⁽⁶⁾.

$$f_{l,m,n} = \left(\frac{c_0}{2}\right) \sqrt{\left(\frac{l}{L_x}\right)^2 + \left(\frac{m}{L_y}\right)^2 + \left(\frac{n}{L_z}\right)^2} \tag{1}$$

여기서 c_0 는 음속, l , m 과 n 은 상수, L_x , L_y 와 L_z 는 밀폐된 직육면체 공간의 크기를 나타낸다. 이때 한 면이 유연한 진동체로 구성되는 경우, 공명 모드의 주파수는 진동체의 진동과 공명공간의 소음이 연성

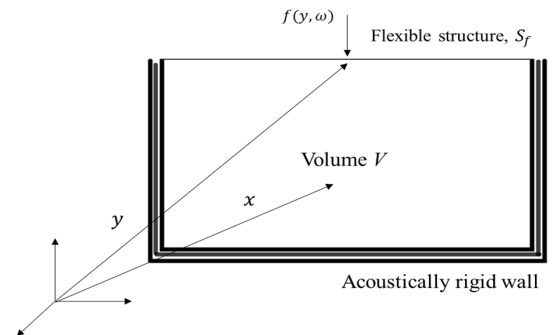


Fig. 1 A structural-acoustic system with structural excitation

되면 유연한 진동체의 인피던스(impedance)가 변화 하되 공명 주파수가 이동된다. 이 연구에서는 CFRP 판체를 이용한 유연한 진동체를 갖는 공동공간의 임의 점에서 실내소음을 예측하고자 한다. 이론적 방법으로는 인피던스 및 모빌리티(mobility)를 이용한 방법을 적용하여 예측하였다(4).

Fig. 1에서 CFRP 판체에 힘 f 를 가했을 때 직육면체 내부 공간상의 임의 점에서 발생하는 음압은 판체의 진동에 의한 방사소음과 공명모드가 연성되어 나타난다. 이 경우 음향공동 내부의 음압과 진동판의 진동은 각각의 공명모드 및 공진모드의 합으로 표현할 수 있다. 따라서 음향 공동 내부의 \mathbf{x} 위치에서 음향 음압 p 와 \mathbf{y} 위치에서의 구조 진동 속도 u 는 다음과 같이 나타낼 수 있다(4,5).

$$p(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{n=1}^N \psi_n(x) a_n(\omega) = \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{a} \quad (2)$$

$$u(\mathbf{y}, \omega) = \sum_{m=1}^M \phi_m(y) b_m(\omega) = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{b} \quad (3)$$

여기서 N 은 공간의 공명 모드 개수이며, M 은 진동판의 진동 모드 개수이다. 벡터 $\boldsymbol{\Psi}$ 와 \mathbf{a} 는 비 연성 음향 모드 형상 함수(acoustic mode shape function) $\psi_n(\mathbf{x})$ 와 음향 모드의 복소 진폭 $a_n(\omega)$ 의 배열로 구성되어 있다. 마찬가지로 M 길이 벡터 $\boldsymbol{\Phi}$ 와 \mathbf{b} 는 비 연성 진동 모드 형상 함수(vibration mode shape function) $\phi_m(y)$ 와 진동모드의 복소 진폭 $b_m(\omega)$ 의 배열로 구성되어 있다. 진동판의 외부가진에 의한 n 차 음향 모드의 복소 진폭은 다음과 같이 나타낼 수 있다(7).

$$a_n(\omega) = \frac{\rho_0 c_0^2}{V} A_n(\omega) \left(\int_{S_f} \psi_n(y) u(y, \omega) dS \right) \quad (4)$$

여기서 ρ_0 와 c_0 는 각각 공기 중의 밀도와 음속을 나타낸다. 함수 $u(\mathbf{y}, \omega)$ 는 표면 영역 S_f 의 유연 구조물 주변의 법선 속도를 나타낸다. 괄호 안의 적분 표현은 $u(\mathbf{y}, \omega)$ 로부터 기여된 n 번째 음향가진력(acoustic source) 강도를 나타낸다. 음향 모드 공진항목 $A_n(\omega)$ 는 다음과 같이 나타낸다.

$$A_1(\omega) = \frac{1}{1/T_a + j\omega}, \text{ when } n = 1 \quad (5)$$

그리고

$$A_n(\omega) = \frac{j\omega}{\omega_n^2 - \omega^2 + j2\zeta_n \omega \omega_n} \quad (6)$$

여기서 T_a 는 1차 모드의 시간 상수이고, ω_n 과 ζ_n 은 각각 n 번째 음향 모드의 고유 진동수와 감쇠비이다. 식 (3)를 식 (4)에 대입하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$a_n(\omega) = \frac{\rho_0 c_0^2}{V} A_n(\omega) \left(\sum_{m=1}^M C_{n,m} \cdot b_m(\omega) \right) \quad (7)$$

$C_{n,m}$ 은 진동하는 구조의 표면 S_f 에서 비 연성 구조 및 음향 모드 형상 함수 간의 기하학적 연성 관계를 나타내고 다음과 같이 표현된다.

$$C_{n,m} = \int_{S_f} \psi_n(y) \phi_m(y) dS \quad (8)$$

따라서, 모달 음향 음압 벡터는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{a} = \mathbf{Z}_a \mathbf{q}_s \quad (9)$$

$\mathbf{q}_s = \mathbf{C} \mathbf{b}$ 는 구조의 진동으로 인한 음향가진력의 강도 벡터이며, 이는 유연 구조물에 음향가진력의 벡터로 작용한다. M 길이 \mathbf{b} 는 복소 진동 모드 진폭 벡터이고 $(N \times M)$ 행렬의 \mathbf{C} 는 구조 음향 모드 형상 연성 행렬이다. $\mathbf{Z}_a = \mathbf{A} \rho_0 c_0^2 / V$ 는 비 연성 음향 모드 인피던스 행렬로 정의되는 $(N \times N)$ 행렬이다. 비 연성 모달 인피던스 행렬은 비 연성 모드의 직교성 때문에 대각 행렬이다. 행렬 \mathbf{A} 는 $(N \times N)$ 대각 행렬이며, 각 (n, n) 대각 항은 A_n 으로 구성된다. Fig. 1의 유연 구조물이 얇은 등방성 평판이라고 가정하면, m 번째 모드의 복소 진동 속도 진폭은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$b_m(\omega) = \frac{1}{\rho_s h S_f} B_m(\omega) \left(\int_{S_f} \phi_m(y) f(y, \omega) dS + \int_{S_f} \phi_m(y, \omega) p(y, \omega) dS \right) \quad (10)$$

ρ_s 는 평판의 밀도, h 는 평판의 두께, S_f 는 평판의 면적이고, $f(\mathbf{y}, \omega)$ 와 $p(\mathbf{y}, \omega)$ 는 각각 평판의 표면에서 힘 분포 함수와 cavity 음압 분포를 나타낸다. 괄호 안의 두 개의 적분 방정식은 각각 $f(\mathbf{y}, \omega)$ 와 $p(\mathbf{y}, \omega)$

로 인한 일반화된 m 번째 진동 모달 힘을 나타낸다. 외력의 방향과 음압의 방향이 반대이기 때문에 괄호 안의 두 번째 적분 항 앞에 작은 기호가 있다. 구조 모드 공진 항 $B_m(\omega)$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$B_m(\omega) = \frac{j\omega}{\omega_m^2 - \omega^2 + j2\zeta_m\omega_m\omega} \quad (11)$$

ω_m 과 ζ_m 은 각각 m 번째 모드의 고유 진동수와 감쇠비이다. 식 (2)를 식 (10)에 대입하고 일반화된 모달 힘 $g_m = \int_{S_f} \phi_m(y) f(y, \omega) dS$ 를 도입하면

$$b_m(\omega) = \frac{1}{\rho_s h S_f} B_m(\omega) \left(g_m - \sum_{n=1}^N C_{n,m}^T \cdot a_n(\omega) \right) \quad (12)$$

$C_{n,m}^T = C_{n,m}$ 이다. 따라서, 모달 진동 진폭 벡터 \mathbf{b} 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{b} = \mathbf{Y}_s (\mathbf{g} - \mathbf{g}_a) \quad (13)$$

\mathbf{g} 는 외력 분포 $f(\mathbf{y}, \omega)$ 에 의한 일반화된 모달 힘 벡터이고, $\mathbf{g}_a = \mathbf{C}^T \mathbf{a}$ 는 음향 시스템에 작용하는 모달 힘 벡터, 즉 음향 음압 변동에 의한 반력이다. $\mathbf{Y}_s = \mathbf{B} / (\rho_s h S_f)$ 는 비연성 구조 시스템의 모달 좌표에서 구조 가진과 구조 응답 사이의 관계를 결정하는 비연성 구조 모달 이동 행렬로 정의된 $(M \times M)$ 대각행렬이다. 비연성 음향 임피던스 행렬 \mathbf{Z}_a 에서와 같이, \mathbf{Y}_s 는 대각행렬이다. 행렬 \mathbf{B} 는 각 (m, m) 대각항이 B_m 으로 구성된 $(M \times M)$ 크기의 대각행렬이고, \mathbf{C}^T 는 \mathbf{C} 의 전치 행렬이며 M 길이의 벡터 \mathbf{g} 는 외부 힘 분포 $f(\mathbf{y}, \omega)$ 에 의한 일반화된 모달 힘 벡터이다. 식과 식을 결합하면, 음향 및 구조 모달 진폭 벡터 \mathbf{a} 와 \mathbf{b} 는 모달 가진 벡터 \mathbf{q} 와 \mathbf{g} 로 표현할 수 있다.

$$\mathbf{a} = (\mathbf{I} + \mathbf{Z}_a \mathbf{C} \mathbf{Y}_s \mathbf{C}^T)^{-1} \mathbf{Z}_a (\mathbf{C} \mathbf{Y}_s \mathbf{g}) \quad (14)$$

$$\mathbf{b} = (\mathbf{I} + \mathbf{Y}_s \mathbf{C}^T \mathbf{Z}_a \mathbf{C})^{-1} \mathbf{Y}_s (\mathbf{g}) \quad (15)$$

3. FEM 이용한 수치적 해석과 실험

이 연구에서는 Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 섬유배열 각도가 각각 $\pm 15^\circ$, $\pm 30^\circ$ 그리고 $\pm 75^\circ$ 로 적

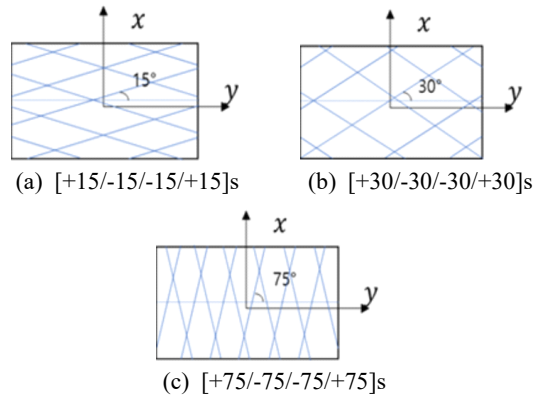


Fig. 2 Lamination angles of the CFRP plates

층된 총 3개의 CFRP 판재로 구성된 유연한 진동체를 Fig. 1에서 보여주는 공동 공간의 한 면을 구성할 때, 공동 공간의 실내 소음을 예측하는 연구를 수행하였다. 먼저 FEM에 기초한 수치 해석을 실행하고 수치해석 결과를 검증하기 위하여 3개의 경우에 대한 CFRP 판재를 제작하여 실험을 시행하였다.

3.1 수치적 해석

(1) 수치적 모달 해석

수치해석용 상용프로그램은 Siemens사의 Virtual Lab을 이용하였다. 적층 각도가 각각 $\pm 15^\circ$, $\pm 30^\circ$ 그리고 $\pm 75^\circ$ 인 3개의 CFRP 판재의 수치적모달 해석을 수행하였다. CFRP 판재는 shell type과 4개의 노드로 구성된 2D elements로 mesh를 형성하였다. 평판의 경계조건은 각 모서리의 25 mm를 clamped 조건으로 고려하였다. 해석에 사용된 판재의 재료 특성은 Table 1과 같다. 실험에 사용된 CFRP 판재의 규격은 700×500 mm이며 두께는 1.6 mm이다.

(2) 수치적 실내소음 해석

Siemens사의 Virtual Lab을 이용하여 임팩트 가진에 의한 3개의 CFRP 평판들의 실내 방사 소음 해석을 수행하였다. 적층각에 따른 기계적 물성치는 Table 1과 같다. 평판의 mesh는 위의 모달 해석에서 사용한 mesh를 사용하였고 음향 공동은 3D hexa mesh로 형성하였다. 경계조건은 모달 해석과 동일하다. 임팩트 가진에 의한 CFRP 평판들의 실내 소음을 측정하기 위해서 진동해석이 필요하다. 가진 힘에 의해 방사되는 음향 음압은 진동 데이터를 기

Table 1 Mechanical and physical properties of three CFRP plates according to the lamination angles of the carbon fiber

Mechanical & physical properties	Lamination angle		
	$\pm 15^\circ$	$\pm 30^\circ$	$\pm 75^\circ$
E_α (GPa)	84.85	55.03	22.12
E_β (GPa)	20.33	21.80	83.21
$G_{\alpha\beta}$ (GPa)	8.17	17.05	8.17
$\nu_{\alpha\beta}$	0.32	0.61	0.08
$\nu_{\beta\alpha}$	0.08	0.24	0.30
Density (kg/m ³)	1590		

반으로 계산되기 때문이다. 따라서 진동 해석은 진동 데이터를 얻기 위하여 평판의 임의의 한 점에 1 N 크기의 힘을 입력하여 수행하였다. 진동 해석을 통해 얻은 진동 데이터를 기반으로 구조적 평판과 음향 공동을 연성하여 임팩트 힘에 의한 음향 응답을 얻었다. 음향 응답의 측정은 평판의 중심으로부터 수직으로 200 mm 떨어진 지점에서 측정하였다.

3.2 실험

(1) 실험적 모달 해석

이론적, 수치적 해석 방법의 타당성을 검증하기 위해서 실험을 수행하였다. 모달 분석 실험은 Fig. 3에 보이는 바와 같이 수행하였다.

평판의 임의의 한 점을 가진하기 위하여 Impulse Force Hammer(PCB, 086E80)를 사용하였고, 평판의 32개의 지점에서 임팩트 가진에 의해 발생하는 평판의 진동 응답을 측정하기 위해 Laser displacement sensor (MICRO-EPSILON, ILD1420-10(001))를 사용하였다. 전반적인 모달 분석 실험은 지멘스사의 LMS Test Lab을 이용하여 수행하였다.

(2) 실험적 실내소음 측정

실내 소음을 측정하기 위해 Fig. 4에서 보여주는 바와 같이 아크릴로 만들어진 직육면체 음향 공동을 제작하였다. 아크릴로 만들어진 다섯 개의 강체 벽은 잔향음장을 갖고 있다. 직육면체 공동의 크기는 0.7 m × 0.5 m × 1.175 m이고 아크릴의 두께는 25 mm이다. 실내 소음을 측정하기 위한 마이크로폰(B&K 4189)은 평판의 중심으로부터 200 mm 떨어진 공동의 내부 지점에 설치하였다. 평판들은 아크릴 공동의 상단 부분에 고정시켰다. 경계 조건을 위해 평판

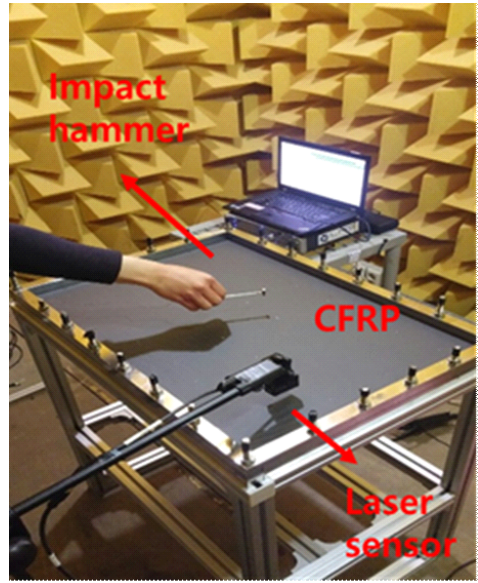


Fig. 3 Experimental modal analysis for the CFRP laminated plate

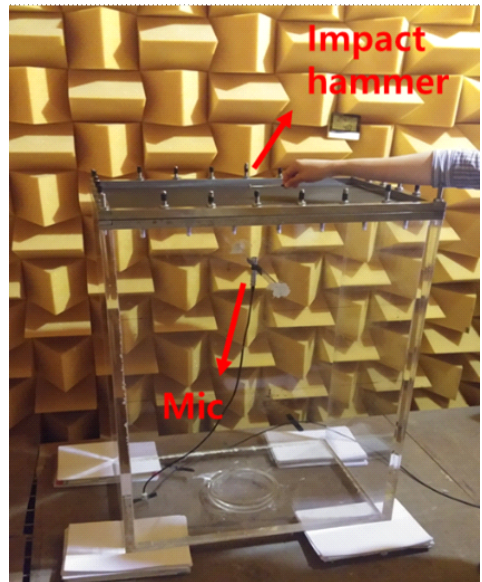


Fig. 4 Experimental measurement of the interior noise inside of the enclosure made of CFRP laminated plate

의 각 모서리의 25 mm를 나사 구멍이 있는 스틸 바로 평판과 아크릴 공동을 고정시켰다.

이 실험에서는 Impulse Force Hammer (PCB, 086E80)를 이용하여 평판의 중심부를 임팩트 가진

하여 발생하는 실내소음을 측정하였다. 실험은 지멘스사의 LMS Test Lab을 사용하여 수행하였다.

4. 결과 분석

4.1 모달 해석 결과 분석

FEM에 의한 수치적 모달해석과 실험을 통한 실험적 모달 분석의 결과는 Table 2에 나타나 있다. 이론적 모달 해석은 CFRP 평판의 경우 고유진동 해석은 참고문헌 (3)에 있으며, 이 논문에서는 실내소음 예측이 주 목적이므로 논의를 생략하며, 수치적 모달해석과 실험적 모달 해석에 대해서 결과를 논한다. Table 2는 해석 방법과 실험에 의해 도출된 적층 각도에 따른 세 개의 평판들의 가장 낮은 6개의 고유진동수와 모드 형상을 보여준다. 각 모드의 고유진동수는 적층 각도에 따라 다르게 나타났다. 첫 번째 모드의 고유진동수는 적층 각도가 큰 $[\pm 75^\circ]$ 에서 가장 높게 나타났고 적층 각도가 작은 $[\pm 15^\circ]$ 와 $[\pm 30^\circ]$ 에서는 낮게 나타났다. 모든 적층 각도에서 첫 번째 모드와 두 번째 모드에서 각각 (1,1) 모드 형상과 (2,1) 모드 형상이 나타났다. 하지만 $[\pm 15^\circ]$ 와 $[\pm 30^\circ]$ 에서 (1,2) 모드 형상이 세 번째 모드에서 나타났지만 $[\pm 75^\circ]$ 의 네 번째 모드에서 (1,2) 모드 형상이 나타났다. 마찬가지로 $[\pm 75^\circ]$ 에서 (3,1) 모드 형상이 세 번째 모드에서 나타났지만 $[\pm 15^\circ]$ 와 $[\pm 30^\circ]$ 에서는 다섯 번째 모드에서 나타났다. 그러므로 적층 각도에 따라 고유진동수와 모드 형상에서 차이가 나타난다고 볼 수 있다. CFRP 평판의 적층 각도를 조절함으로써 특정 주파수에서 고유진동수와 모드 형상 같은 진동 특성을 제어할 수 있다. 이러한 진동 특성 변화는 실내 소음에도 영향을 미칠 것이다. 수치적 해석의 결과의 주파수 옆 괄호 안 수치는 실험과의 고유 진동수에 대한 오차를 나타내며 대부분의 오차가 5% 이내이다.

4.2 공동 공간의 공명 모드(Cavity mode)

온전 밀폐된 직육면체 공동의 음향 공동 모드는 이론적으로 식 (1)에 의해 144.68 Hz에서 발생한다. 하지만 실험에 사용된 유연한 진동체를 갖는 공동 공간의 경우 유연한 진동의 임피던스가 강체 벽이 아니므로 음향 공명모드의 공명주파수는 이동되어 150 Hz 이상에서 발생한다. 주파수 이동은 적층 각

Table 2 Mode shapes and natural frequencies of CFRP according to the fiber lamination angle

Mode No.	The fiber lamination angle			
	$[\pm 15^\circ]_s$	$[\pm 30^\circ]_s$	$[\pm 75^\circ]_s$	
Mode 1	FEM			
	Frequency (Hz)	47.6 (0.2 %)	49.0 (2.0 %)	56.8 (2.3 %)
	EXP			
	Frequency (Hz)	47.5 (1,1)	50.0 (1,1)	55.5 (1,1)
Mode 2	FEM			
	Frequency (Hz)	84.5 (0.6 %)	83.7 (4.3 %)	78.5 (1.9 %)
	EXP			
	Frequency (Hz)	84.0 (2,1)	87.5 (2,1)	77.0 (2,1)
Mode 3	FEM			
	Frequency (Hz)	110.3 (0.6 %)	115.3 (2.7 %)	122.2 (2.3 %)
	EXP			
	Frequency (Hz)	111.0 (1,2)	118.5 (1,2)	119.5 (3,1)
Mode 4	FEM			
	Frequency (Hz)	135.6 (1.0 %)	141.4 (4.5 %)	146.3 (1.8 %)
	EXP			
	Frequency (Hz)	137.0 (2,2)	148.0 (3,1) _a	149.0 (1,2)
Mode 5	FEM			
	Frequency (Hz)	149.2 (0.5 %)	144.4 (3.4 %)	160.3 (1.4 %)
	EXP			
	Frequency (Hz)	148.5 (3,1)	149.5 (3,1) _b	162.5 (2,2)
Mode 6	FEM			
	Frequency (Hz)	188.6 (1.5 %)	194.0 (4.7 %)	186.2 (1.2 %)
	EXP			
	Frequency (Hz)	191.5 (3,2)	203.5 (3,2)	184.0 (4,1)

도가 작을수록 크게 발생하였고, 적층 각도가 클수록 작게 발생하였다. 그러므로 CFRP 평판의 적층 각도를 조절하면 음향 공동 모드의 주파수 역시 제어할 수 있다. 이러한 공명 주파수 이동 특성을 잘 활용하면 외부 가진력에 의한 음향 공동 모드에서 발생하는 음향 공명 현상을 피할 수 있다.

4.3 실내 소음 분석 결과

적층 각도에 따른 CFRP 평판의 실내 소음의 해석적, 실험적 그리고 이론적 결과들은 Fig. 5에 나타나 있다. Fig. 5는 적층 각도에 따른 세 개의 평판의 실내 소음을 비교하였다. 이 그래프들은 평판의 중심으로부터 200 mm 떨어진 내부 지점에서 측정된 소음 음압 레벨이다.

Fig. 5(a)는 FEM 결과이며, Fig. 5(b)는 실험적 결과이다. 해석적 결과는 Fig. 5(c)에서 보여준다. 이 결과에 의하면 이론적 및 수치적 결과들은 실험적 결과와 다른 부분이 87 Hz 부근에서 나타나는데 이것은 CFRP 판재의 대칭모드(symmetric mode)이기 때문이다. Fig. 5에서 실내 음압이 증가하는 곳은 CFRP 판재의 비대칭(non-symmetric) 공진 모드인 (1,1) 및 (3,1) 모드에서 발생하였고, 또한 공동 공간의 공명모드에서 발생하였다. 평판의 중심부를 가진하여 평판의 중심으로부터 수직으로 떨어진 지점에서 음압 레벨을 측정하였기 때문에 대칭모드에서는 피크가 나타나지 않아야 한다. 하지만 실험에서는 위의 조건들을 완벽하게 만족시키기 어렵기 때문에 대칭모드의 영향인 87 Hz에서 낮은 음압레벨의 피크가 나타난다. 50 Hz 부근에서 나타난 첫 번째 피크에서의 음압 레벨 차이는 크게 두드러지게 나타나지는 않았다. 두 번째 피크인 (3,1) 모드 형상에서는 피크의 주파수 차이가 크게 나타났다. 위의 모달 분석에서 (3,1) 모드 형상이 $[\pm 15^\circ]$ 에서는 다섯 번째 모드에서, $[\pm 30^\circ]$ 에서는 네 번째 모드에서, 그리고 $[\pm 75^\circ]$ 에서는 세 번째 모드에서 발생했기 때문이다. 그리고 적층 각도가 클수록 음압 레벨이 낮게 나타났다. 공명 모드인 세 번째 피크에서도 (3,1) 모드 형상과 비슷한 경향이 나타났다. 적층 각도가 클수록 상대적으로 낮은 주파수에서 나타나고 낮은 음압 레벨을 나타내었다. 전반적으로 적층 각도가 커짐에 따라 낮은 음압레벨을 나타내었다. 특히 실내 공명 모드에 해당하는 모드에서 실내 음압을 적층각에 대

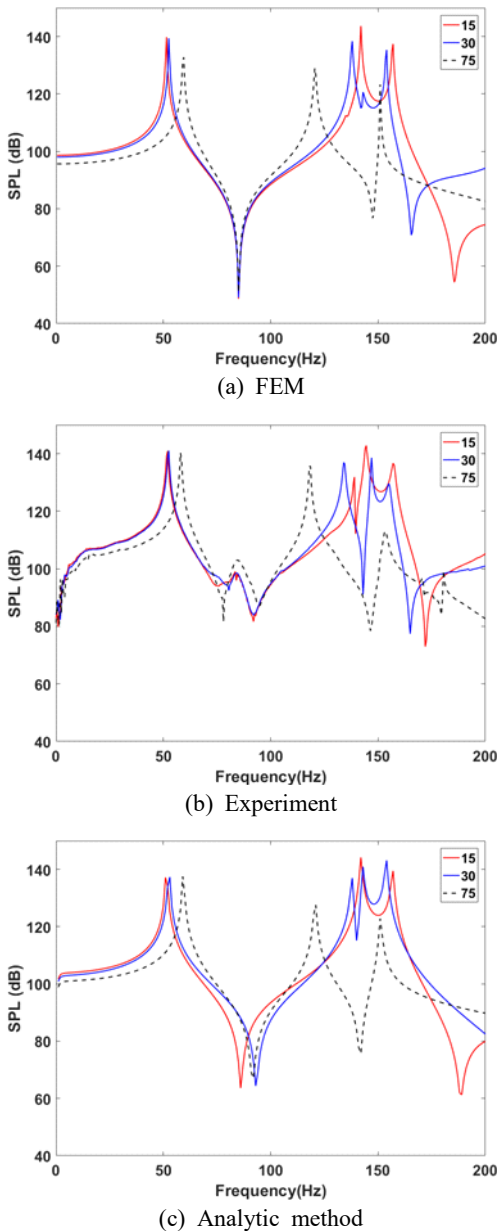


Fig. 5 The interior sound pressure level (dB) of the CFRP plates according to fiber lamination angle

Table 3 Sound pressure level according to the fiber lamination angle in inside cavity.

Mode type	Fre. (Hz)	SPL(dB)		
		The fiber lamination angle		
		$[\pm 15^\circ]_s$	$[\pm 30^\circ]_s$	$[\pm 75^\circ]_s$
Cavity	150	138	130	120

해서 나타내면 Table 3과 같다. 각도가 $\pm 75^\circ$ 인 경우 8 dB 정도 낮다. 적층각을 잘 조정하면 공명에 의한 음압을 조정할 수가 있음을 발견할 수 있다.

5. 결 론

이 연구는 탄소 섬유 적층 각도에 따른 CFRP 평판의 실내소음을 해석적, 이론적 그리고 실험적인 방법들을 통해서 예측 및 측정하였다. 적층된 CFRP 판재가 이방성을 갖고 있기 때문에 적층 각도에 따른 물성치 차이로 인해 고유진동수와 모드 형상의 차이가 나타났다. 이러한 차이들은 직육면체 공동에서의 실내 소음 차이를 발생시켰다. 고유진동수와 모드 형상 차이에 의해 음향 음압의 피크가 다른 주파수에서 발생하였다. 전반적인 실내 소음 레벨 값은 적층 각도가 클수록 낮게 측정되었다. 따라서 적층 각도를 변화함으로써 특정 주파수에서 외부가진에 의한 공명 현상을 피할 수 있다.

후 기

이 논문은 2016년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구입니다(No. 2016R1A2B2006669).

References

- (1) Han, E. K., Oh, J. E. and Bang, T. K., 1989, A Study on the Dynamic Characteristics of CFRP Plate by Modal Analysis Method, Transactions of the KSAE, Vol. 11, No. 1, pp. 44-50.
- (2) Kim, C. J., 2016, Dynamic Analysis of Carbon-fiber-reinforced Plastic for Different Multi-layered Fabric Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp. 375-382.

- (3) Lee, S. K., Kim, M. W., Park, C. J., Choi, M. J., Kim, G. H., Cho, J. M. and Choi, C. H., 2016, Effect of Fiber Orientation on Acoustic and Vibration Response of a Carbon Fiber/epoxy Composite Plate: Natural Vibration Mode and Sound Radiation, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 117, pp. 162-173.

- (4) Kim, S. M. and Brennan, M. J., 1999, A Compact Matrix Formulation Using the Impedance and Mobility Approach for the Analysis of Structural-acoustic Systems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 223, No. 1, pp. 97-113.

- (5) Kim, S. M. and Brennan, M. J., 1999, Active Control of Harmonic Sound Transmission into an Acoustic Enclosure Using Both Structural and Acoustic Actuators, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 107, No. 5, pp. 2523-2534.

- (6) Pretlove, J., 1965, Free Vibrations of a Rectangular Panel Backed by a Closed Rectangular Cavity, Journal of Sound and Vibration, Vol. 2, pp. 197-209.

- (7) Dowell, E. H., Gorman, III, G. F. and Smith, D. A., 1977, Acoustoelasticity: General Theory, Acoustic Modes and Forced Response to Sinusoidal Excitation, Including Comparisons with Experiment, Journal of Sound and Vibration, Vol. 52, No. 4, pp. 519-542.



Sang-Kwon Lee studied mechanical engineering at the Pusan National University, Pusan, Korea for B.S. In 1998 he received a Ph.D. degree in signal processing at the ISVR (Institute of Sound and Vibration Research) of the University of Southampton in U.K. He has continued the sound and vibration research in the department of mechanical engineering Inha University since 1999.

Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정할 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리현장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he(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 본인의 논문이 한국소음진동공학회논문집에 게재됨과 동시에 위 논문에 대한 저작권을 사단법인 한국소음진동공학회로 양도함을 동의합니다.

Author’s signature | 대표저자의 서명 :
(the owner of copyright)

Author(name) | 성명 :

Position | 직위 :

Affiliation | 소속 :

Date | 서명한 날짜 :

사단법인 한국소음진동공학회 편집위원장 귀하

Editor-in-chief of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

* Please send this form to by fax at +82-2-3474-8004 or a scanned copy of the signed original by e-mail at editor@ksnve.or.kr

Authors are hereby granted the right to/저작권 양도 동의의 내용 및 조건

1. The submitting/corresponding author warrants that

- (1) This contribution is original, that he/she has full power to make this grant, that he/she has not granted or assigned any rights in the article to any other person or entity, that the article is copyrightable, and that it does not infringe upon any copyright, trade mark, patent or statutory right.
- (2) Authors may reproduce the manuscript for course teaching or private purpose like author’s career, research reports or unprofitable advertisement.
- (3) To post a copy of the manuscript as accepted for publication after peer review on the author’s own web site, or the author’s institutional repository, or the author’s funding body’s archive which is cited on manuscript.
- (4) To use a copy of the manuscript for materials of the presentation of research, workshop, author’s lecture or book writing.

2. The condition for the author’s right

- (1) Using a copy of the manuscript for permitted purpose, it must be cited that copyright belongs to The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.
- (2) To commercialize the manuscript, the author can’t transfer copyright to a profit-making organization. Only, it is acceptable in case of 1(1).

3. The authors warrant and certify that

- (1) The author who has signed this agreement has full right, power and authority to enter into this agreement on behalf of all of the authors and the organizations they belong to.
- (2) Despite this agreement, if the government of the Republic of Korea and the author’s funding body want to exercise copyright of the manuscript, there is no restriction.
- (3) Signing up this agreement, the author promises that the manuscript wasn’t published in other forms except the presentation form at symposium and doesn’t include any illegal content which violates copyrights of any authors.
- (4) Although all or part of the manuscript is used for commercial purpose before the publication on KSNVE journal, all or part of the published contents can’t be revised after the publication for commercial use.
- (5) Signing up this agreement means that the author reads, fully understands and agrees on all contents of statement.

1. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리

- (1) 논문의 내용으로 기술된 특허, 등록상표, 독창적인 신기술, 연구 기법 및 응용에 관한 권리 및 기타 법으로 보장된 권리.
- (2) 저자가 저자의 논문을 교육을 위한 교재로 사용하거나 저자의 취직, 진급, 연구계획서 및 연구보고서의 작성, 연구 결과의 비수익성 광고 등 개인적인 목적으로 사용하기 위한 복사, 복제 및 인쇄를 할 권리.
- (3) 저자가 소속된 기관 및 단체, 연구비를 지원하고 그 사실이 논문에 표시된 단체, 저자의 개인 WEB SITE에 논문의 전문 혹은 일부를 게재하고 배포할 권리.
- (4) 저자가 교과서 등 저적과 종설의 기술, 저자에 의한 강의, 연구발표 및 워크샵 등을 위한 교재 제작을 위하여 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 권리.

2. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리를 행사하기 위한 조건

- (1) 위에 허락된 목적으로 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 경우에는 반드시 저작권이 사단법인 한국소음진동공학회에 속함을 표시하여야 한다.
- (2) 논문을 상품화하기 위하여 논문에 대한 권리를 영리단체에 양도할 수 없다. 단, 1(1)의 권리를 행사하는 경우에는 그렇지 아니하다.

3. 저작권의 소유 및 서명에 대한 기타 조건

- (1) 저자 중 1인(논문에 대한 책임을 질 수 있는 저자)이 모든 저자와 이들 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 한다.
- (2) 본 저작권 양도 동의에도 불구하고 대한민국 정부 또는 연구비를 지원한 기관 및 단체가 본 논문에 대한 저작권을 행사하고자 하는 경우에는 그 행사를 제한하지 아니한다.
- (3) 본 저작권 양도 동의서에 서명함으로써 저자는 본 논문이 학술대회에서의 발표를 제외한 다른 형태로 투고 또는 발간되지 않았으며, 타인의 저작권을 침해하는 불법적인 내용을 포함하지 않았음을 서약한다.
- (4) 논문의 전부 혹은 일부가 학회 논문집에 게재되기 전에 어떠한 형태로든 상업적인 목적으로 제작되거나 유포된 경우라도 게재 이후에는 상업적인 목적을 위하여 발간된 내용의 전부 혹은 일부를 포함하는 새로운 내용으로 변경하여 제작하거나 유포할 수 없다.
- (5) 본 저작권 양도 동의서에 서명하는 것은 저자가 본 저작권 양도 동의서에 기재된 모든 내용을 읽고, 그 내용을 이해하였으며, 그 내용에 동의하는 것을 의미한다.

Korean Society for Noise and Vibration Engineering
Research Ethics and Ethics Committee Regulations

한국소음진동공학회

연구윤리 및 윤리위원회 운영 규정

(1) (Purpose) This provision is subject to the code of ethics of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE), which publishes and presents academic activities such as research ethics and the establishment of relationships in KSNVE. The purpose of this document is to set forth the terms of the research ethics committee for operational sanctions.

(목적) 본 규정은 한국소음진동공학회(이하 “학회”라 한다)의 윤리현장에 따라 학회에서의 출판과 발표 등 학술활동과 관계되는 연구윤리의 확립, 연구발표 부정행위의 예방과 검증, 제재를 위한 연구윤리위원회(이하 “위원회”라 한다) 구성과 운영에 관한 사항을 규정함을 목적으로 한다.

(2) (Configuration and Functions) ① The committee shall be composed of one chairman, one secretary, and five committee members. ② Chairman and members shall be elected by the board of directors and appointed by the KSNVE president. ③ The terms of the chairman and members are two years, and both can be reappointed. ④ The chairman shall represent the committee and oversees the work of the ethics of the KSNVE.

(위원회의 구성 및 직무) ① 위원회는 위원장 1명과 간사 1명, 위원 5명으로 구성한다. ② 위원장 및 위원은 이사회에서 선출하며 회장이 임명한다. ③ 위원장 및 위원의 임기는 2년으로 하며 연임할 수 있다. ④ 위원장은 위원회를 대표하고 학회의 윤리에 관한 업무를 총괄한다.

(3) (Function) The committee shall work with the following contents: (1) Research and prosecute established ethics, (2) Prevent and contain research misconduct, (3) Research misconduct deliberation and voting, (4) Report results to the board of directors for decisions and sanctions more on cheaters, (5) Provide more details on the improvement and promotion of research ethics.

(위원회의 기능) 위원회는 다음의 내용으로 활동한다. 1) 연구윤리 수립 및 추진. 2) 연구 부정행위의 예방과 방지. 3) 연구 부정행위 심의 및 의결. 4) 부정행위자에 대한 제재내용 결정 및 이사회에 결과보고. 5) 기타 연구 윤리의 개선 및 증진에 관한 사항

(4) (Convening and Voting) ① The committee shall be convened as necessary by the chairman. The vote in favor of 2/3 of registered members. ② The details that have passed the vote shall be notified to the suspect of misconduct (defendant) and the defendant's opinion must be received as a written plea within 10 days. ③ The committee shall review the explanatory materials received from the person suspected of misconduct. The ever need to listen to your thoughts when the final vote. ④ The details that have passed the vote shall be reported to the board of directors to reach a final decision. ⑤ When judged necessary, the chairman may listen to comments from outsiders or non-members. ⑥ The presented details of attendees or the details of meeting from the committee shall be kept confidential as a general rule.

(위원회 소집 및 의결) ① 위원회는 위원장이 필요에 따라 소집하며, 재적위원 2/3의 찬성으로 의결한다. ② 의결된 내용은 부정행위 의심자(피 제소자)에게 통보하고 10일 이내에 서면으로 소명 의견을 받아야 한다. ③ 위원회에서는 부정행위 의심자로부터 받은 소명자료를 검토하거나 필요시 의견을 청취하여 최종 의결토록 한다. ④ 의결된 내용은 이사회에 보고하여 최종 결정한다. ⑤ 위원장이 필요하다고 판정할 경우, 외부 인사나 위원이 아닌 자의 의견을 청취할 수 있다. ⑥ 위원회에서 참가자 발표내용 및 회의내용은 비공개를 원칙으로 한다.

- (5) (Scope of Research Publication Misconduct) ① "Plagiarism" refers to the act of theft without quoting such information or the results of the research of others without revealing the source. ② "Falsification" or "alteration" is the use of another person's or one's own research results of operations or strain, says the act of distortion. ③ "Duplicate publication" stands for the act of publishing the same details in two or more journals. ④ "Wrongful inscription of author" stands for the action of putting on someone who has not contributed to the research as an author. ⑤ Others say the unacceptable range.

(연구발표 부정행위의 범위) ① “표절”이란 출처를 밝히지 않은 채 타인의 연구내용이나 결과 등을 인용치 않고 도용하는 행위를 말한다. ② “위조” 및 “변조”란 타인이나 자기 자신의 연구자료 결과의 조작이나 변형, 왜곡하는 행위를 말한다. ③ “이중게재”란 2개 이상의 학술지에 동일한 내용을 게재하는 행위를 말한다. ④ “부당한 저자표기”란 연구에 기여하지 않은 자를 저자로 올리는 행위를 말한다. ⑤ 기타 용인할 수 없는 범위를 말한다.

- (6) (Informing and Notifying Research Misconduct) ① The contents of research misconduct are limited to the publications "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng." ② The report of research misconduct must be submitted in writing accompanied by the relevant data in accordance with the five W's and one H. ③ The committee then received a report that information within three months of deliberations to finalize the report to the board of directors. ④ The final content as determined by the board of directors shall notify the informant and the malfeasant within 10 days and posted on the KSNVE homepage. ⑤ The end result regarding the misconduct should not be released to the public before finalized.

(연구 부정행위의 제보 및 통보) ① 연구 부정행위의 내용은 한국소음진동공학회논문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

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

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

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

본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)



사단
법인

한국소음진동공학회
The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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