

변속기 케이스에서 발생하는 방사소음 해석 및 저감 설계

Analysis of the Sound Radiation of Transmission Gearbox Housing and Reduction Design

정 성 영*. 오 하 영*. 박 준 홍†. 박 경 진**. 이 현 아**. 최 중 선**

Seongyoung Jeong, Hyeon Oh, Junhong Park, Gyungjin Park,

Hyunah Lee and Joongsun Choi

(2010년 1월 28일 접수 ; 2010년 5월 20일 심사완료)

Key Words : Helmholtz Integral(헬름홀츠 적분), Transmission Gearbox Housing(변속기 케이스), Optimal Design(최적설계), Table of Orthogonal Array(직교배열표)

ABSTRACT

This article presents a method to calculate the sound radiation of transmission gearbox housing by using Helmholtz integral. Rayleigh integral is used to verify the method. Half-space radiation is considered because the actual gearbox housing is on hard place like concrete. For optimization, orthogonal array is used as a fractional factorial design method. Sound Radiation is calculated with simple source like plate and sphere shape, then actual gearbox BEM model is applied to the method.

기 호 설 명

ρ_a : 공기의 밀도[kg/m³]

c : 공기중에서 음파의 속도[m/s]

σ : 방사효율

ω : 주파수[rad/s]

k : 파수[m⁻¹]

1. 서 론

자동차에 요구되는 여러 가지 조건 중에는 탑승자의 안전을 유지하는 것 이외에 운전자에게 편안하고 소음 발생이 최소화된 운전환경을 제공하는 것이 있다. 소음의 발생원으로는 엔진, 공력, 흡배기

구 등 여러 가지가 있을 수 있다. 그 중 변속기 케이스에서 발생하는 소음을 줄일 수 있는 설계를 위한 방법이 여러 해석 방법을 통하여 많은 연구가 진행되어 왔다. 그 중 하나인 FEM 해석을 통하여 각부의 진동저감을 위한 강성증대⁽¹⁾ 방법과 FEM을 이용, 보강재를 적용하여 방사 소음 저감을 이루는⁽²⁾ 연구 등이 활발히 진행되고 있다. Masaki는 1 kHz 이상의 방사 효율을 1로 가정한 상태에서 FEM을 이용하여 표면속도 수직성분을 음향파위로 환산한 값을 generic algorithm을 이용한 iteration으로 최적상태를 도출하였으며⁽³⁾ Makoto는 소음 저감량, 중량 증가량의 관계를 정량적으로 나타내는 감도해석을 FEM을 통하여 진행하여 소음 저감효과가 큰 구조를 도출하였다⁽⁴⁾. Hiromasa는 상용 툴을 사용, BEM을 통한 음향 효과 분석, 바닥면의 반사를 고려한 해석을 진행하였다⁽⁵⁾. Joachim은 FEM을 이용한 표면속도를 기반으로 음향파위를 구한 후 COBYLA(Constrained Optimization BY Linear Approximation) algorithm으로 소음을 저감시켰다⁽⁶⁾. 또한, FEM으로 표면속도를 구하고 topography

† 교신저자 ; 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과
E-mail : parkj@hanyang.ac.kr

Tel : (02)2220-4426, Fax : (02)2298-4634

* 한양대학교 대학원 기계공학과 음향진동연구실

** 한양대학교 대학원 기계공학과 자동설계연구실

optimization을 이용하여 최적화하는 방법이 Yang Dai에 의해 진행되었으며⁽⁷⁾ Herrin, D.W.은 BEM보다 작은 계산 시간을 필요로 하며 FEM mesh를 바로 적용할 수 있는 VERI(visible element rayleigh integral)와 HFBEM(high frequency BEM)을 적용한 해석을 시도하였다⁽⁸⁾. 이 연구에서는 변속기 케이스에서 발생하는 음향 방사를 계산하는 방법을 정립하고, 이 연구를 통하여 개발된 음향 방사 해석 틀을 형태가 간단한 소스에 적용하여 검증하고, 복잡한 실제 변속기 BEM 모델을 적용하여 음압과 음향파워 및 방사효율을 계산하고, 직교배열표를 이용한 설계에 적용해 봄으로써 향후 최적설계에 반영할 수 있음을 확인한다.

2. 음향 계산

변속기는 여러 부품으로 이루어지며, 자동차 내부에 자리한다. 변속기 시스템이 작동할 때 발생하는 방사 소음을 최소화 할 수 있는 변속기 케이스의 설계가 이루어 질 수 있도록 실제 변속기의 형태, 위치 등을 반영한 음향 계산을 하는 것이 이 연구의 목표이다. 이를 위해 Helmholtz integral 을 이용한 BEM(boundary element method)를 구성하고, 솔루션의 검증을 위해 Rayleigh integral과의 비교 과정을 거친다. 평판과 구형 같은 간단한 형태의 소스에서의 음향 방사 크기를 알려져 있는 이론 값과의 비교를 통해 검증한다. 변속기는 딱딱한 구조물 위에 설치되어 있어서 Half-space 문제를 풀게 되고, 이를 실제 기어박스에 적용해 본다. 직교 배열표를 이용한 최적설계 과정을 평판에 적용하여 검증해 보고, 실제 변속기에 적용하여 최적의 설계변수를 도출한다.

2.1 Rayleigh integral을 이용한 음향 계산

Rayleigh integral은 계를 구성하는 진동특성을 해석하는 하나의 방법으로서, 자동차 유리, 샌드위치 패널 등 비교적 평탄한 대상에서 발생하는 소음을 계산할 때 많이 사용된다. 사용이 간편하기 때문에 컴퓨터 자원을 적게 소모하여 계산하는 것이 가능하고 최적설계와 설계변수를 고려하는 연구에 있어서 장점이 있다.

이 방법에서는 FEM 모델의 표면에 위치한 각

요소를 미소 요소로 간주함으로써 별도의 모델 생성 없이 소음발생을 예측할 수 있다. 따라서 유한요소 해석 결과를 가지고 빠르게 소리발생을 예측할 수 있다. 계산의 정확성을 높이기 위해 소음계산 위치에서 바로 보이는 요소에 대해서만 식을 적용하여 계산한다.

Fig. 1에 나타난 바와 같이 직사각형 평판과 음향이 방사되는 공간의 좌표계를 구성하고 계산을 수행한다. 평판의 각 점에서의 변위를 w 라 할 때⁽⁹⁾,

$$w(x, y, \omega) = \sum_{m,n} a_{mn} \phi(x) \psi(y) \tag{1}$$

$$\phi(x) \psi(y) = \left\{ \left(\frac{2}{a} x \right)^m \left(\frac{2}{b} y \right)^n \right\} \tag{2}$$

$$, m=0,1,\dots,N; n=0,1,\dots,N$$

이 식은 x 와 y 에 관한 Taylor 급수 전개로 나타나며 N^2 의 자유도를 가진다. 계수인 a_{mn} 은 다음과 같은 관계를 이용하여 구할 수 있다.

$$[M_{mnpq}] \{ \ddot{a}_{mn} \} + [K_{mnpq}] \{ a_{mn} \} = \{ f_{mn} \} \tag{3}$$

평판의 변위를 계산하고 나면 이를 이용해서 far-field의 음압을 계산하는 것이 가능하다.

$$P(R, \theta, \phi) = -\rho_a \omega^2 \frac{e^{-jkR}}{2\pi R} \tilde{w}(\lambda, \mu) \tag{4}$$

$$\tilde{w}(\lambda, \mu) = \int_{\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} w(x, y) \times \exp[j(\lambda x + \mu y)] dy dx$$

$$\lambda = k \sin \theta \cos \phi, \quad \mu = k \sin \theta \sin \phi \tag{5}$$

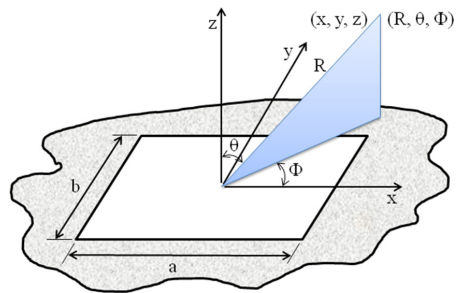


Fig. 1 Coordinate of Rayleigh integral

과위는 음압 측정위치와 상관없이 계산되는 변수
이므로 대상의 소음발생 특성을 음압에 비해 잘 나
타낸다. 음원에서부터 충분히 떨어져 있는 반원을
생성한 후 반원상에서 음압을 계산하고 이를 전체
반원에 대하여 적분함으로써 음향과위를 다음과 같
이 계산한다.

$$W = \frac{\rho_a \omega^4}{8c\pi^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi/2} |\tilde{w}(\lambda, \mu)|^2 \sin \theta d\theta d\phi \quad (6)$$

방사효율은 판에서의 공간과 시간에 대한 적분값
으로 주어지는 속도의 2차항으로 이루어진다.

$$\sigma = \frac{W}{\rho_a c \iint_s \frac{1}{2} \left| \frac{\partial w}{\partial t} \right|^2 dS} \quad (7)$$

낮은 모드번호를 가지는 모드형상의 경우 대체로
더 빠르게 1로 수렴하고, 모드형상과 상관없이 고주
파로 가면 방사효율이 1로 수렴하게 된다. 따라서
충분한 고주파수 영역에서 속도만을 이용하여 최적
설계가 가능하나 일반적으로 소음 저감이 목적인
경우 방사 효율까지 고려해야 한다.

2.2 Helmholtz integral

Helmholtz integral을 이용한 BEM(boundary
element method)을 구현하여 평판과 임의의 3차원
소스 형태에서 방사되는 음향을 계산하고자 한다.
Fig. 2에서 보는 바와 같이 좌표계를 구성하게 된다.
Helmholtz integral equation은 다음과 같다.

$$C(P)p(P) = -\int_s \left[i\rho\omega v_n(Q)\psi(Q,P) + p(Q)\frac{\partial\psi}{\partial n}(Q,P) \right] dS(Q) \quad (8)$$

$$\psi = \frac{e^{-ikr}}{4\pi r} = \frac{e^{-ik|Q-P|}}{4\pi|Q-P|} \quad : \text{Green function}$$

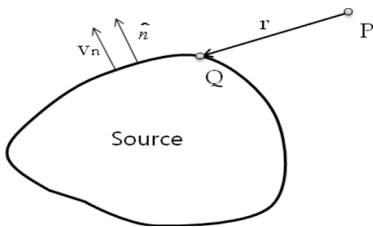


Fig. 2 Geometry of Helmholtz integral

- P : 음압을 계산하는 공간상의 점
- Q : 소스 표면상의 점
- v_n : 소스 표면의 속도
- p : 음압

$$C(P) = -\int_s \frac{\partial\psi}{\partial n} dS \quad : \text{압력계수}$$

2.3 Helmholtz integral과 Rayleigh integral의 방사소음 계산 비교

Fig. 3은 Rayleigh integral과 Helmholtz integral
로 구현한 두 솔루션의 값을 비교한 그림이다. 같은
크기의 평판 구조물에서 같은 거리에서의 음압을
각도(위치)에 따라 계산하여 두 값을 비교하였고,
잘 일치함을 확인할 수 있다.

2.4 Half-space에서의 방사 음향 계산

실제 변속기는 주로 바닥면이 콘크리트 같은 음
향을 반사하는 바닥구조를 가지는 상황에 놓이게
된다. 이런 경우에 half-space 문제로 해석한다.

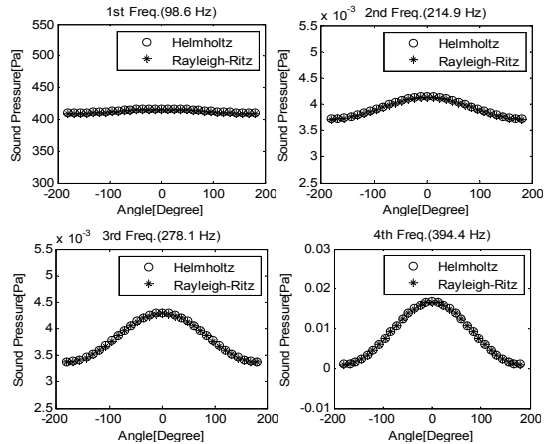


Fig. 3 Sound pressure comparison of Helmholtz integral and Rayleigh integral

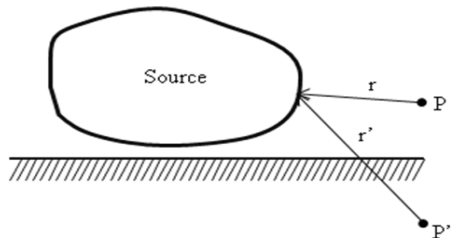


Fig. 4 Half-space problem

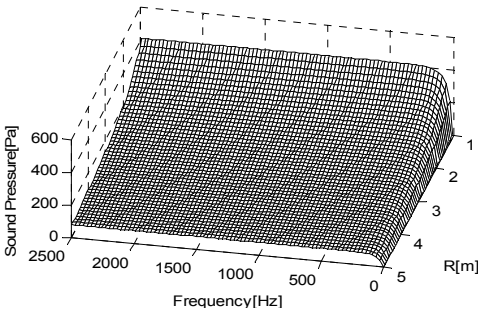


Fig. 5 Sound pressure of free space

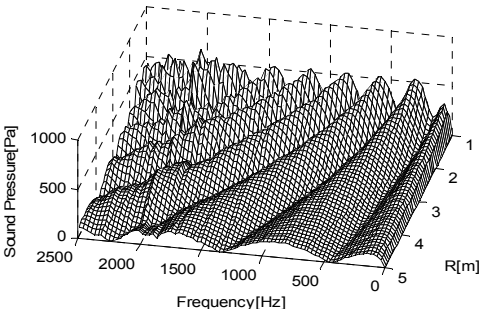


Fig. 6 Sound pressure of half space

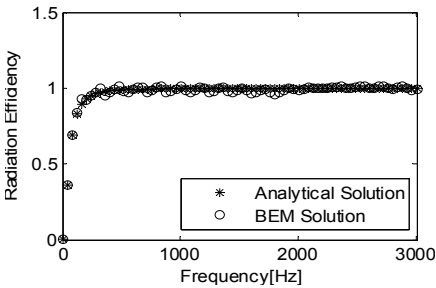


Fig. 7 Sound power comparison of analytical solution and BEM solution

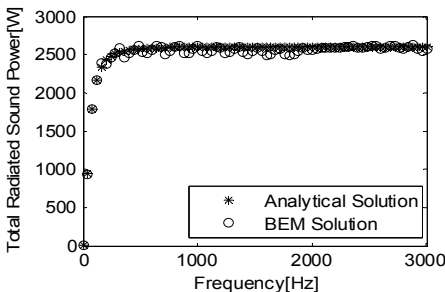


Fig. 8 Radiation comparison of analytical solution and BEM solution

바닥면을 BEM 모델로 구현하는 것을 피하기 위해 음향 계산에 쓰이는 green function을 바꾼다.

$$G = \frac{e^{-ikr}}{4\pi r} + R_p \frac{e^{-ikr'}}{4\pi r'} \quad (9)$$

R_p 는 복소수 반사계수로서, 바닥면이 음향을 완전 반사하는 조건을 가지는 경우 크기가 1이며, 바닥이 음향을 흡수하는 조건인 경우 크기가 0이 된다. 변속기의 경우 콘크리트 구조의 바닥을 가정할 수 있으므로 $R_p=1$ 이다. Fig. 5는 반지름이 1 m이고 표면 속도 수직 성분이 전방향 1 m/s인 구형소스에서 거리와 주파수에 따른 이론 값을 그린 결과이고, Fig. 6은 half-space에 놓인 구의 음압을 계산한 결과이다. 같은 상황에 놓인 구형소스의 음향파위와 방사효율이 이론 값과 잘 맞는 것을 Fig. 7과 Fig. 8에서 확인할 수 있다.

3. 방사 소음 저감을 위한 최적 설계

3.1 평판 모델의 Rayleigh integral 적용

Fig. 9와 같이 실험 모델을 구성하여 각 구역당 (DV1~7) 5/10/15 mm의 세가지 두께 level 1/2/3으로 부여하였는데 위의 모델에 적합한 실험 방법으로 Table 1의 L18 직교배열표를 선택하였다. L18 직교배열표는 3수준 7요인에 대한 부분 요인 배치 실험 중 최소의 실험 수를 갖는다. 각 열에 대해 수준 1,2,3을 각각 -1,0,1로 치환하고 내적을 구하면 모두 0이 나오게 되며 각 열은 서로 직교하는 것을 알 수 있다. L18 직교배열표를 이용하여 설계한 후 음향파위를 계산한 결과를 Fig. 10에 정리하였다.

Fig. 11은 평판 실험 번호마다 주파수에 따른 진동 음향파위 변화를 표현한 것이다.

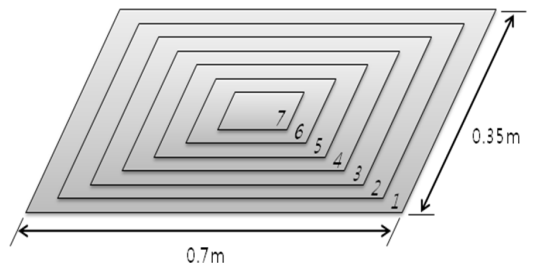


Fig. 9 Association of plate

위의 결과로부터 각 구역당 해당 레벨에서 행해진 시험들의 평균을 일원표로 작성하여 Table 2에 정리하였다. 예를 들면, DV1에 LEVEL 1을 적용한 실험 No.1,2,3,10,11,12의 평균을 26.80 μ W로 계산

Table 1 L18($2^1 \times 3^7$) Orthogonal array

Exp. no.	Column and factor							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	e	DV1	DV2	DV3	DV4	DV5	DV6	DV7
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

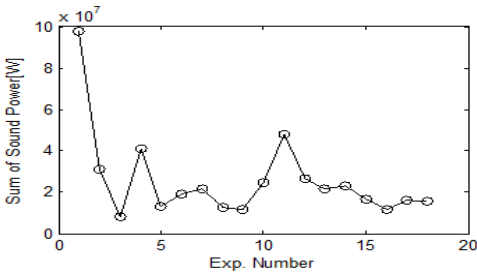


Fig. 10 Summation of sound power on each experiment

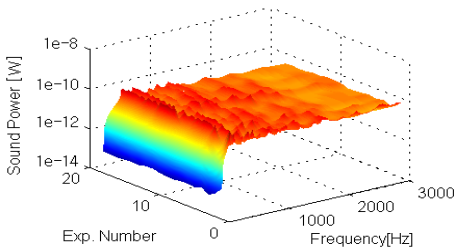


Fig. 11 Sound power variation on each experiment

하였다.

6번째 인자를 제외한 인자는 3수준, 6번째 인자는 2수준을 가질 때 각 인자의 음향파워 평균이 가장 낮음을 알 수 있다. 따라서 최저 음압을 갖는 레벨의 조합에 대하여 확인 실험을 하면, 그 결과는 2.95 μ W이다. 이는 Table 2의 직교배열표 상의 음향파워보다 낮은 음향파워를 나타낸다. 평판의 두께가 두꺼워질수록 음향파워가 낮음을 예측할 수 있다. 실제로 모든 설계변수가 3수준일 때 음향파워 평균은 2.92 μ W로 일원표 결과보다 낮다. 이처럼 직교배열표가 항상 최선의 해를 도출 하지는 않으나 그에 가까운 좋은 해를 산출하게 된다. 특히, 물리적으로 해를 예상할 수 없는 구조물의 경우 직교배열표가 상당히 만족스러운 결과를 보여준다.

3.2 변속기 모델의 Helmholtz integral 적용

Fig. 12는 실제 변속기의 BEM모델이며 195개의 노드점과 358개의 surface element를 가진다. 대상에 가해지는 load는 8개소의 베어링 중심에 대한 x,y,z방향 하중 및 x축, y축 토크를 입력하여 MD Nastran을 이용하여 표면 속도를 추출하였다.

Table 2 Average of each level

Factor	Average of each level [μ W]		
	1	2	3
DV 1	26.80	13.19	7.82
2	24.79	14.53	8.49
3	24.79	12.34	10.67
4	24.69	13.11	10.02
5	21.05	14.97	11.79
6	20.70	12.97	14.13
7	20.81	14.14	12.86

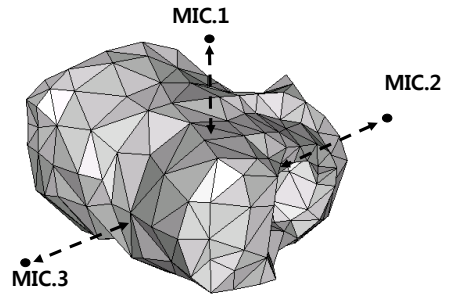


Fig. 12 BEM model of gearbox housing

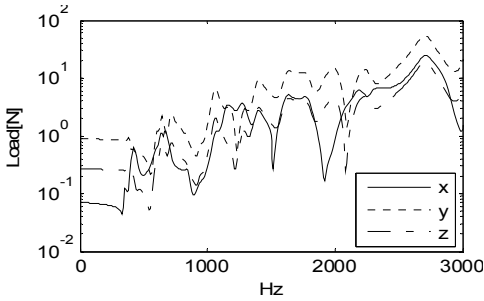


Fig. 13 Load distribution at one point

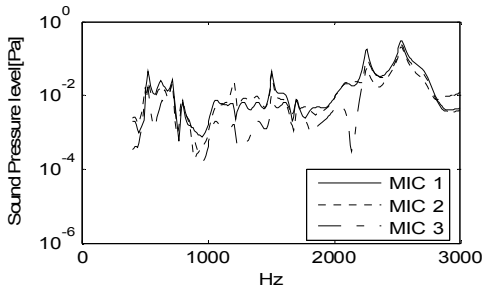


Fig. 14 Sound pressure at each microphone position in half-space

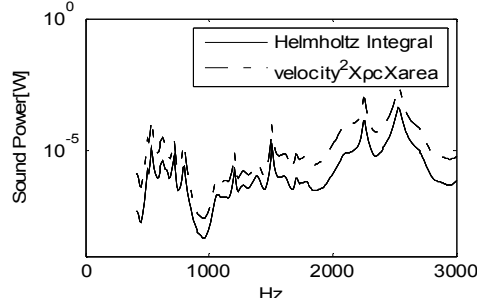


Fig. 15 Comparison of surface velocity based result and Helmholtz integral result

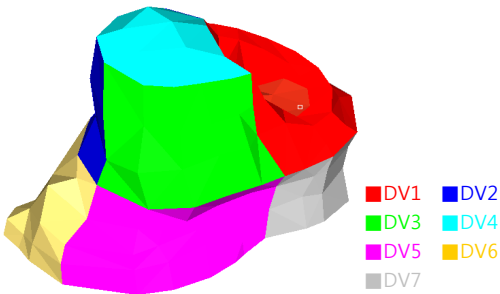


Fig. 16 Division separation with 7 area

3.3. 직교배열표를 이용한 변속기 모델의 최적설계

확인실험모델의 임의의 위치에서 half-space에서 음압을 Fig. 14에 나타내었다.

Fig. 15는 방사효율을 1로 가정하고 표면속도와 면적을 입력하여 구한 음향파위와 Helmholtz integral식을 이용한 음향파위를 비교한 것이다. 방사 효율 차이에 의해 Helmholtz integral식의 결과가 좀 더 낮은 음향파위를 갖는 것을 확인할 수 있다.

L18직교배열표를 이용하기 위하여 변속기 케이스를 유사 부위에 대해 Fig. 16에 보이는 바와 같이 등간격으로 7구역으로 분할하여 각 구간별로 0.1 / 5 / 10 mm의 3수준으로 구분하여 적용하였다.

위의 설계를 통하여 18개의 모델을 생성했으며 그에 대한 음향파위를 계산한 결과가 Fig. 17이다.

위의 결과로부터 각 구간의 평균값을 일원표로 작성하여 Table 3에 정리하였다.

각 factor에서 가장 낮은 수치를 갖는 수준을 도출하면, dv1:2, dv2:3, dv3:3, dv4:2, dv5:2, dv6:3,

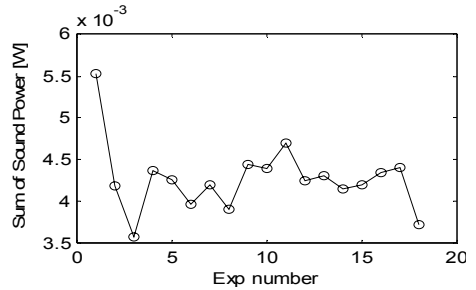


Fig. 17 Summation of sound power on each experiment

Table 3 Average of each level

Factor	Average of each level[μ W]		
DV	1	2	3
1	4440.72	4211.30	4173.10
2	4527.10	4268.58	4029.43
3	4610.05	4155.40	4059.67
4	4379.85	4209.00	4236.27
5	4395.53	4214.03	4215.55
6	4496.60	4229.00	4099.52
7	4337.17	4327.08	4160.87

dv7:3이 되며 확인실험을 한 결과 음향파워가 3579.8 μ W로 직교배열표 실험 결과의 최저값(3583.9 μ W) 보다 작은 수준으로 계산되었다.

4. 결 론

이 논문에서는 방사되는 소음을 계산하는 솔루션을 개발하기 위하여 Rayleigh integral 방법을 Helmholtz integral 방법과 비교·검토하였다. Rayleigh integral은 계산 속도가 빠르지만 소음 계산 위치에서 바로 보이는 요소만을 고려하기 때문에 3차원 소스의 음향 방사를 계산하는 데에는 적합하지 않다는 한계가 있기 때문에 구현된 Helmholtz integral BEM 솔루션의 적합성과 계산의 정확함을 증명하는 도구로 사용하였다. 변속기 음향을 해석하는 데에 있어 실제 변속기와 비슷한 환경에서 음압의 계산이 가능하도록 하기 위하여 Half-space 문제를 구성하고 적용하였다. 계산된 음향파워를 최적설계의 목적함수로 이용하여 직교배열표에 적용하여 최적의 결과를 도출하는 과정을 시도하였다. 이런 일련의 과정은 변속기 케이스뿐만 아니라 다른 부품의 음향 해석에도 이용이 가능할 것으로 보인다. 특히 최적설계 분야와 접목했을 때, 설계변수의 변화가 음향 방사에 어떤 영향을 미치는지 직접 확인이 가능하므로 단순히 진동의 저감이나 표면속도 저감 등을 통한 간접적인 방법에 비하여, 음향을 직접 계산함으로써 실제적으로 가장 소음을 적게 내는 최적설계가 가능하다.

참 고 문 헌

(1) Yoshitsugu, G., Ichiro, T., Hiroharu, Y., Takashi, S. and Yasushi, U., 2001, "Analysis of Structural Vibrations for Reducing of Transmission Gear Noise," Journal of the Society of Automotive Engineers of Japan, Vol. 32, No. 3, pp. 81~86.

(2) Katsumi, I., Masashi, Y. and Masahiko, K., 2002, "Optimum Siffener Layout for the Reduction of Vibration and Noise of Gearbox Housing," ASME 518, Vol. 124, pp. 518~523.

(3) Masaki, K. and Tomoaki, H., 2003, "Useful Method to Calculate the Radiation Noise of Transmission," Collection of the Conference of the Society of Automotive Engineers of Japan, No. 66-03.

(4) Makoto, H. and Nobuyuki, K., 2003, "Improvement of the Transmission Radiation Noise Using FEM," Collection of the Conference of the Society of Automotive Engineers of Japan, No. 66-03.

(5) Hiromasa, K., Kisao, M., Atsushi, K., Yohinori, H. and Naohito, K., 2004, "Radiation Noise of Transmission Gear Analysis Technique," Collection of the Conference of the Society of Automotive Engineers of Japan, No. 112-04.

(6) Joachim, B., 2006, "Numerical Optimization of the Thickness Distribution of Three-dimensional Structures with Respect to Their Structural Acoustic Properties," Structural and Multidisciplinary Optimization.

(7) Yang, D. and Das M. Ramnath, 2007, "A Topographically Structural Optimization Methodology for Improving Noise Radiation in Transaxles," SAE International, 2007-01-2287.

(8) Herrin, D. W., Martinus, F., Wu, T. W. and Seybert, A. F., 2006, "An Assessment of the High Frequency Boundary Element and Rayleigh Integral Approximations," Applied Acoustics 67, pp. 819~833.

(9) Berry, A., Guyader, J.-L., Nicolas, J., 1990, "A General Formulation for the Sound Radiation from Rectangular, Baffled Plates with Arbitrary Boundary Conditions," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 88, No. 6, pp. 2792~2802.