

중고주파수 대역의 회전형 압축기 진동소음 해석 Vibration and Noise Analysis for Rotary Compressor in Medium-to-high Frequency Ranges

권 현 웅* · 송 지 훈† · 홍 석 윤** · 하 중 훈***

Hyun-Wung Kwon, Jee-Hun Song, Suk-Yoon Hong and Jong-Hun Hwa

(Received March 7, 2012 ; Revised September 11, 2012 ; Accepted September 27, 2012)

Key Words : PFA(파워흐름해석법), PFFEM(파워흐름유한요소법), PFBEM(파워흐름경계요소법), Rotary Compressor(로터리콤프레셔)

ABSTRACT

Power flow analysis(PFA) is introduced for solving the noise and vibration analysis of system structures in medium-to-high frequency ranges. The vibration analysis software, PFADSC++ R4 based on power flow finite element method(PFFEM) and the noise prediction software, NASPFAC++ R1 based on power flow boundary element method(PFBEM) are developed. In this paper, the coupled PFFE/PFBE method is used to investigate the vibration and radiated noise of the rotary compressor. PFFEM is employed to analyze the vibrational responses of the rotary compressor, and PFBEM is applied to analyze the radiation noise around rotary compressor. The vibrational energy of the structure is used as an acoustic intensity boundary condition of PFBEM. Numerical simulations are presented for the rotary compressor, and reliable results have been obtained.

1. 서 론

일반적으로 저주파수 대역에서의 선박의 진동소음해석에 사용되는 기법으로는 유한요소법(FEM)과 경계요소법(BEM) 등이 있다. 그러나 이들 해석기법들은 주파수가 증가할수록 구조물의 동적 응답을 충분히 표현하기 위해 해당 구조물을 더욱 세밀하게 요소 분할하거나 고차의 형상함수를 사용해야 하므로 시간과 비용의 문제가 발생한다.

그리고 고주파수 대역의 해석에서는 통계적에너지

지해석법(SEA)이 비교적 널리 활용되고 있다. 통계적에너지해석법은 대상 구조물을 여러 개의 하부시스템으로 분리하고 각 시스템 간의 에너지의 전달관계를 고려하여 각 하부시스템의 응답을 예측한다. 그러나 각 하부시스템에서의 하나의 평균값만을 제시하기 때문에 공간적인 변화를 알 수 없다.

이와 같이 중고주파수 대역의 진동소음해석에서 유한요소법이나 경계요소법, 그리고 통계적에너지해석법이 가지는 단점을 보완하기 위해 파워흐름해석법이 도입되었다. 파워흐름해석법은 1977년 Bolve⁽¹⁾ 등에 의해 제시되었다. 파워흐름해석법은 정상상태에서

† Corresponding Author; Member, Chonnam National University
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering
E-mail : jhs@chonnam.ac.kr
Tel : +82-61-659-3156, Fax : +82-61-659-3159

* Seoul National University Naval Architecture and Ocean Engineering
** Member, Seoul National University Naval Architecture and Ocean Engineering

*** Member, LG Electronics Inc.

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

에너지가 열처럼 흐른다는 가정 하에 편미분 방정식을 이용하여 공간상에서 에너지의 변화와 경로를 제시한다. 또한 국부적인 감쇠치리와 파워입력도 고려하기 쉽다. 따라서 파워흐름해석법은 기존의 해석 방법들이 가지는 한계점들을 획기적으로 극복한 방법이라 할 수 있다. Nefske와 Sung⁽²⁾은 1989년에 일차원 보 구조물의 점가진 진동 응답을 예측하기 위해 처음으로 파워흐름해석법에 유한요소법을 도입하여 파워흐름유한요소법을 정식화하였다. 이후 Bouthier와 Bernhard^(3,4)는 1992년에 막(membrane)과 Kirchhoff 판, 음향공동(acoustic cavity)에 대한 파워흐름해석법을 유도하였다. 그리고 박도현⁽⁵⁾은 1999년에 연성된 평판구조물의 진동 파워흐름해석을 위해 평판의 면내 파(in-plane wave)에 대한 에너지지배방정식을 유도하였고, 서성훈⁽⁶⁾은 2000년에 이를 토대로 보-평판 연성 구조물의 다자유도 진동해석을 위한 파워흐름유한요소법을 정식화하였다. 그리고 2006년 이호원⁽⁷⁾은 음향해석을 위하여 파워흐름해석법에 경계요소법을 도입하여 파워흐름경계요소법을 정식화하였다.

이 논문에서는 파워흐름해석법을 이용하여 회전형 압축기의 진동·소음해석 예측하고 분석하였다. 회전형 압축기의 주요 가진원인 엔진에 의한 진동해석은 PFFEM을 이용하여 해석하였고, 그 결과를 이용하여 PFBEM의 경계조건으로 변환하였고, 소음해석을 수행하였다.

2. 파워흐름유한요소법

정상상태에서의 평판의 에너지지배방정식은 다음과 같다⁽⁸⁾.

$$-\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle e \rangle_m + \eta\omega \langle e \rangle_m = \Pi_m \quad (1)$$

여기서 ω 는 각 주파수, η 는 평판의 구조감쇠계수, m 은 종파, 횡파, 전단파 중 하나를 나타낸다. $\langle e \rangle_m$ 는 m 형 파의 시간, 공간 평균된 에너지 밀도, c_{gm} 는 m 형 파의 그룹속도이고, Π 은 구조물에 입력되는 파워이다.

식(1)에 실험 함수 ϕ 를 곱하고, 전 영역 Ω_e 에 대해 적분을 취하고, 발산 정리와 갤러킨 가중 잔차법(Galerkin weighted residual method)을 적용하면 다음의 행렬식을 얻을 수 있다.

$$[K_m^{(e)}] \{e_m^{(e)}\} = \{F_m^{(e)}\} + \{Q_m^{(e)}\} \quad (2)$$

여기서

$$K_{mi,j}^{(e)} = \int_D \left\{ \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle e \rangle_m \cdot \nabla \nu + \eta\omega \langle e \rangle_m \nu \right\} dD \quad (3)$$

$$F_{mi}^{(e)} = \int_D \Pi_m \nu dD \quad (4)$$

그리고

$$Q_{mi}^{(e)} = \int_{\Gamma} \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \phi_i(-n) \cdot \nabla \langle e \rangle_m d\Gamma \quad (5)$$

$K_{mi,j}^{(e)}$ 는 강성 항과 질량 항을 포함하는 계수 행렬의 항이고, $F_{mi}^{(e)}$ 는 입력 파워이고, $Q_{mi}^{(e)}$ 는 요소내에 입력되는 에너지의 흐름을 나타내는 항이다. 전단파, 횡파, 그리고 종파에 대한 식(2)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_f \\ K_l \\ K_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_f \\ e_l \\ e_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_f \\ F_l \\ F_s \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Q_f \\ Q_l \\ Q_s \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 f , l , 그리고 s 는 각각 횡파, 종파, 그리고 전단파를 의미한다.

3. 파워흐름경계요소법

3.1 기본해

파워흐름해석법의 에너지지배방정식은 다음과 같이 변형 시킬 수 있다.

$$\nabla^2 e - k^2 e = \bar{\pi}_{in} \quad (7)$$

여기서 e 는 에너지 밀도이고, k 는 $k = \frac{\eta\omega}{c_g}$ 의 관계

값을 가지고, $\bar{\pi}_{in}$ 는 $\bar{\pi}_{in} = -\frac{\eta\omega}{c_g^2} \pi_{in}$ 의 관계식을 갖

는다. 여기서 η 는 구조감쇠계수이고, ω 는 가진 주파수이고, c_g 는 파의 그룹 속도이다. π_{in} 은 구조물에 입력되는 파워이다. 일반적으로 식(7)은 변형된 헬름홀츠 식(modified Helmholtz equation)으로 불린다. 변형된 식에 의해 에너지 전달관계식 또한 다음의

형태로 변형된다.

$$\bar{I} = \nabla e \tag{8}$$

여기서 $\bar{I} = -\frac{\eta\omega}{c_g^2} I$ 이고, I 는 인텐시티이다. 경계요소법을 적용하기 위해서는 기본해를 구해야 하는데, 기본해는 다음식을 만족해야 한다.

$$\frac{d^2 G(r)}{dr^2} + \frac{(n-1)}{r} \frac{dG(r)}{dr} - k^2 G(r) = \delta(r) \tag{9}$$

여기서 $G(r)$ 는 기본해이고, $\delta(r)$ 는 디랙델타(Dirac delta)함수이다. r 은 소스 점과 관심영역까지의 거리를 나타낸다. n 은 해석 차원을 나타낸다. 식(9)를 만족하는 기본해 중 3차원 문제에 사용되는 기본해는 다음과 같다.

$$G(r) = -\frac{1}{4\pi r} e^{-kr} \tag{10}$$

3.2 간접적 경계적분식

경계적분식을 구현하는 방법에는 직접적 방법과 간접적 방법 2가지가 있다. 직접적 방법은 실제 지배방정식에 기본해를 곱하여 영역에 대해 적분을 수행하고, 수학적 이론을 통해 식을 얻는다. 이에 반해 간접적 방법은 가상의 소스들이 실제 구조물의 경계에 분포하여 현 현상에 영향을 미친다고 가정하고 해석하는 것이다. 직접법과 간접법을 이용하여 해석된 결과는 거의 일치된 값을 가지지만 직접법의 경우 닫힌 공간에 대해서만 해석이 가능하다는 단점을 갖는 반면, 간접법은 열린 공간에도 해석이 가능하다. 간접법을 이용하여 3차원 해석 영역에서의 에너지 밀도를 구하면 다음과 같다.

$$e(x) = \int_S \Phi(\xi) G(|x-\xi|) dS(\xi) + \int_V \bar{\pi}_{in}(z) G(|x-z|) dV(z) \tag{11}$$

그리고 인텐시티는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$I_n(x) = \int_S \Phi(\xi) \frac{\partial G(|x-\xi|)}{\partial n(x)} dS(\xi) + \int_V \bar{\pi}_{in}(z) \frac{\partial G(|x-z|)}{\partial n(x)} dV(z) \tag{12}$$

여기서 G 는 식(10)의 기본해이고, $\Phi(\xi)$ 는 경계에

존재하는 가상 소스이다. 경계에서의 인텐시티 값을 알 때 식(12)를 통해 경계적분을 수행하면 다음의 행렬식을 얻는다.

$$[K]\{\Phi\} = \{F\} \tag{13}$$

여기서

$$K = \int_S \frac{\partial G(|x-\xi|)}{\partial n(x)} dS(\xi) \tag{14}$$

$$F = I_n(x) - \int_V \bar{\pi}_{in}(z) \frac{\partial G(|x-z|)}{\partial n(x)} dV(z) \tag{15}$$

4. 방사소음해석

회전형 압축기의 진동에 따른 방사소음을 해석하기 위해서는 진동에너지와 소음에너지의 연성관계를 구해야 한다. 진동에너지와 연성관계식으로부터 구한 인텐시티를 식(13)의 우변에 대입하여 파워흐름 경계요소법을 적용하면 회전형 압축기의 방사소음을 구할 수 있다.

Cremer⁽⁹⁾ 등에 의해 유도된 에너지 소산 관계와 Fahy⁽¹⁰⁾에 의해 유도된 방사 감쇠계수(radiation loss factor) η_{rad} 를 이용하면 구조물에서 음향공간으로 전달되는 파워투과계수(power transmission coefficient)를 식(16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_{21} = \frac{2\beta_{21}\sigma_{rad}}{2 + \beta_{21}\sigma_{rad}} \tag{16}$$

여기서 β_{21} 은 특성 임피던스(characteristic impedance)의 비를 나타내며, σ_{rad} 는 방사효율(radiation efficiency)을 의미한다.

구조물과 음향공간이 에너지 손실 없이 연성(lossless joint)되어 있다면, 에너지흐름보존법칙을 이용하여 구조물의 에너지밀도로부터 음향공간으로 전달되는 인텐시티의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{I}_n = \tau_{21} c_g e \tag{17}$$

식(17)은 구조물과 음향공간의 경계면에서의 인텐시티의 수직 성분값을 나타내고 있다. 따라서 이 식을 식(13)에 대입하게 되면 각 경계요소면의 가상

소스들의 값을 계산할 수 있게 된다. 가상소스들의 값과 식 (11)을 이용하면 회전형 압축기의 진동으로 인해 발생하는 방사소음을 해석 할 수 있다.

4. 적용

해석 이론의 검증을 위하여 단순 평판 구조물에 대해서 기존의 상용프로그램 SYSNOISE와 비교하였다. Fig. 1은 주파수가 1000 Hz일 때의 가로 세로 1 m인 평판이 일정한 속도로 진동하고 있을 때 평판의 수직면에서의 방사소음 결과를 나타내고 있다. 평판이 진동하고 있을 때의 진동해석은 기존의 파워흐름유한요소법을 이용하여 평판의 표면에서의 진동에너지값을 구하였고, 진동에너지값과 이 논문에서 연구된 파워흐름경계요소법과 식 (17)을 이용하여 방사

소음해석을 수행하였다. Fig. 2는 평판의 중심선으로부터 2 m 떨어진 지점에서의 소음 값을 비교한 결과이다. 비교 결과 낮은 소음 값을 가지는 평판의 진동방향의 측면에서는 차이가 나는 것을 확인할 수 있으나 큰 소음 값을 가지는 중심축에서는 거의 유사한 값을 가짐을 확인할 수 있다.

Figs. 1, 2를 통해 기존의 파워흐름유한요소법의 해석 결과를 방사소음해석에 적용하기 위해 연구된 파워흐름경계요소법과 진동에너지와 소음에너지의 연성관계식에 대해 신뢰성을 확보하였기에 회전형 압축기에 대해 적용하였다. Fig. 3은 회전형 압축기의 진동해석용 모델이다. 5514개의 절점과 4418개의 요소로 이루어져 있다.

Fig. 4는 회전형 압축기에 구조진동 소음원으로 엔진을 고려했을 때의 굽힘파성분의 에너지 밀도 분포를 나타낸다. 회전형 압축기의 엔진 가진에 의한 입력과워 값은 Table 1과 같다. 가진점에서 진동에너지

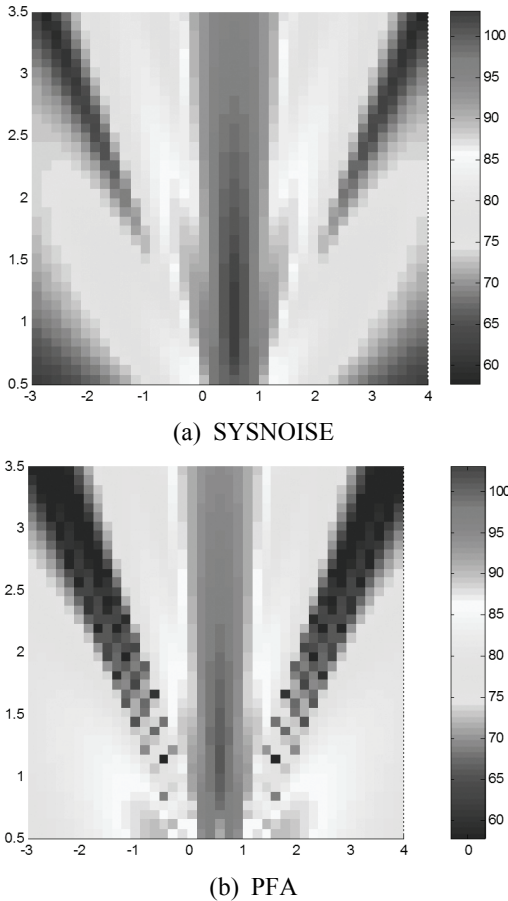


Fig. 1 Comparison of the result of SYSNOISE and PFA (1)

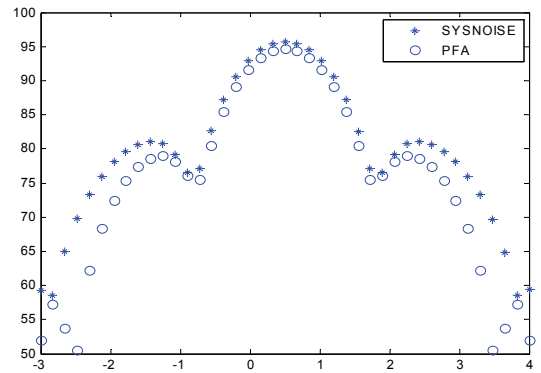


Fig. 2 Comparison of the result of SYSNOISE and PFA (2)

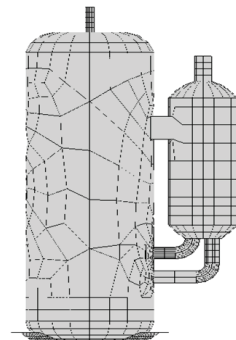


Fig. 3 Rotary compressor model

밀도가 가장 높은 값을 가지며, 가진점에서 멀리 떨어진 accumulator에서 가장 작은 에너지 분포를 가지게 된다.

회전형 압축기의 효과적인 소음 설계를 위해서는 다양한 진동 경로를 예측하는 것이 중요하다. Fig. 5는 회전형 압축기 내외부의 인텐시티 분포를 나타내고 있다. 화살표의 방향은 진동에너지가 흘러가는 방향을 나타내고, 크기는 진동에너지의 양을 나타내는데 가진 부위 주변에서 화살의 크기가 큰 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 Fig. 4의 진동해석 결과를 이용하여 회전형 압축기 주위의 음장해석을 수행한 결과이다.

Fig. 7과 8은 회전형 압축기의 운행속도에 따른 소음 값을 계측 값과 해석 값을 비교한 결과이다. 실제 실험 및 계측은 LG전자에서 수행하였고, 반무향실에서 압축기의 앞과 옆에서 각각 1 m 떨어진 지점에서 계측하였다. 푸른색 실선은 계측 값이고,

붉은색 점선은 PFA를 이용한 해석 값이다. 두 결과를 살펴보면 해석 값이 계측 값에 비해 최대 10 dB 정도 낮은 값을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 그러나 전체적인 주파수의 증가에 따른 소음 값의 그래프를 살펴보면 peak가 발생하는 부분과 감소한 부분 등 전체적인 경향은 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 계측 값에 비해 해석 값이 높은 값을 가지는 경향을 보이거나 이 실험에서는 반대되는 경향이 나타나고 있다. 이는 해석에 사용되는 각 요소의 감쇠 값이 계측에 의한 값을 사용한 것이 아니고, 가정에 의한 값을 사용해서 나타나는 결과로 판단된다. 각 요소의 감쇠 값은 추후에 실험에 의해 정확한 계측이 필요한 실정이다.

회전형 압축기의 소음에 있어 accumulator의 연결 및 내부 형상이 큰 영향을 미치기 때문에⁽¹⁵⁾ 해석 프로그램을 이용하여 회전형 압축기의 bracket과 holder의 위치에 따른 진동-소음해석을 하였다.

Fig. 9와 10은 bracket의 위치에 따른 진동-소음해석을 하였다. Case 1에 비해 case 2의 경우 bracket의 위치를 30 mm 아래에 연결하였다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 case 1에 비해 case 2의 경우 accumulator

Table 1 Input power

Frequency	Input power
2000 Hz	3.6e-9
2500 Hz	1.14e-8
3000 Hz	1.78e-8
3500 Hz	2.64e-8
4000 Hz	1.46e-8
4500 Hz	5.53e-8
5000 Hz	2.95e-7
5500 Hz	7.5e-9
6000 Hz	1.12e-8

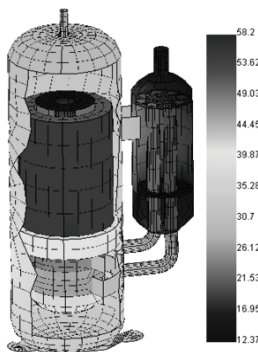


Fig. 4 Energy density distributions for $f=2$ kHz condition

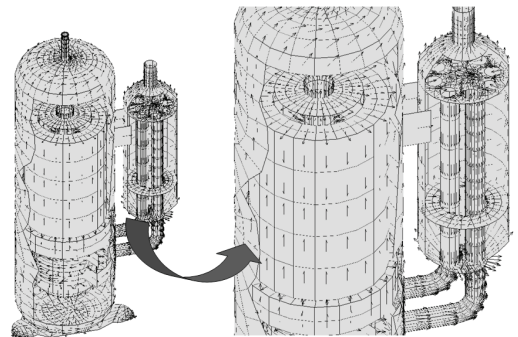


Fig. 5 Intensity distributions for $f=2$ kHz condition

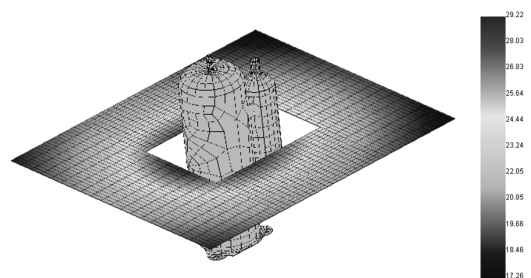


Fig. 6 Sound pressure level for $f=2$ kHz condition

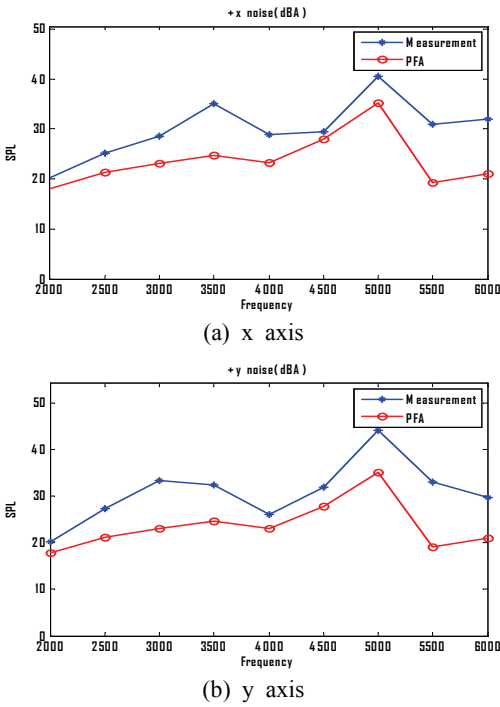


Fig. 7 Comparison of measurement and PFA for acting velocity 72 Hz condition

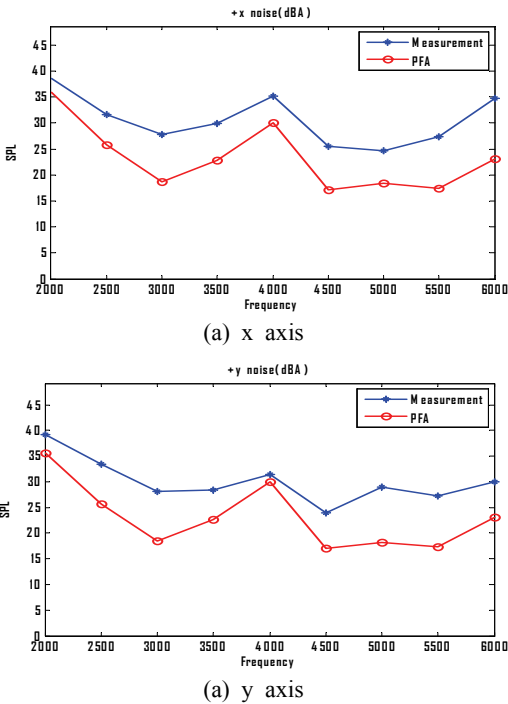


Fig. 8 Comparison of measurement and PFA for acting velocity 64 Hz condition

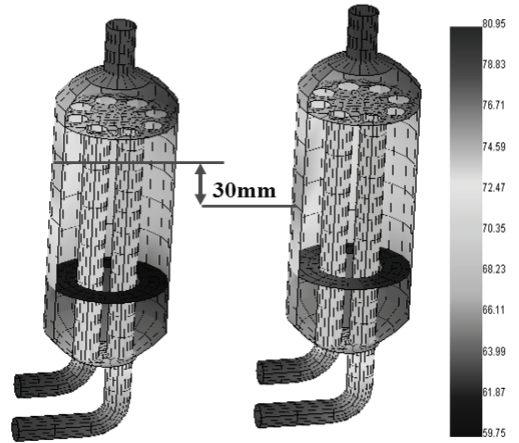


Fig. 9 Vibrational energy density for 30 mm lower bracket position

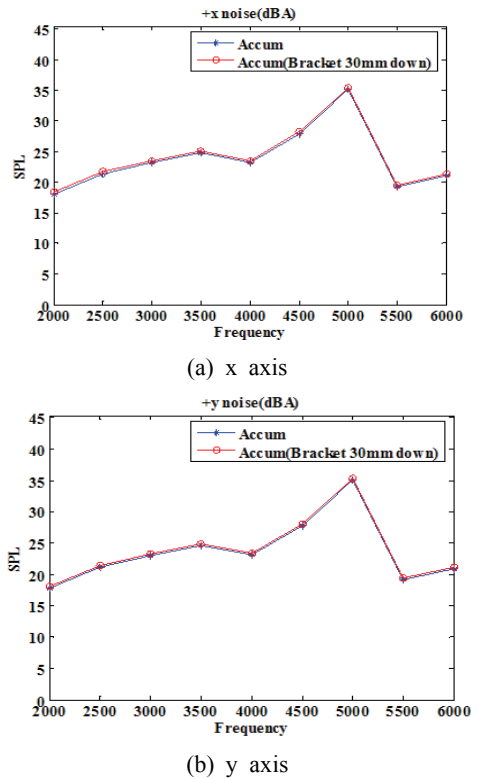


Fig. 10 Comparison of sound pressure level for bracket position

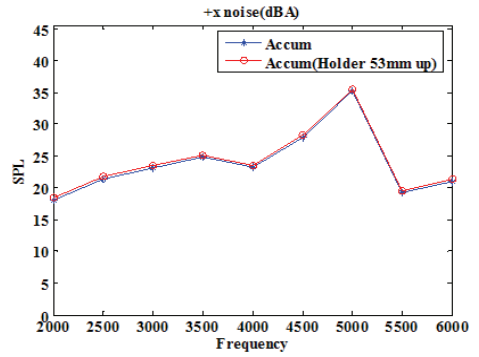
외부에 전체적으로 진동에너지가 증가한 것을 확인할 수 있고, 내부 holder 또한 진동에너지가 증가한 것을

Table 2 SPL for bracket position at x axis

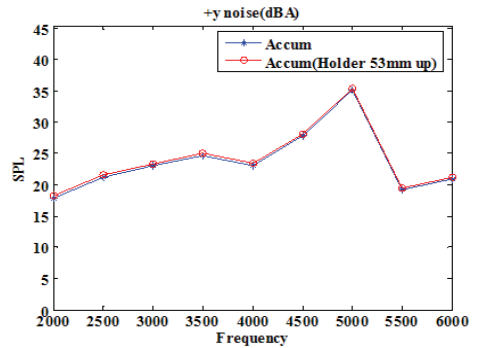
Frequency	Original position	30 mm downed position
2000 Hz	18.1	18.4
2500 Hz	21.4	21.7
3000 Hz	23.2	23.4
3500 Hz	24.8	25.1
4000 Hz	23.2	23.5
4500 Hz	27.9	28.2
5000 Hz	35.2	35.5
5500 Hz	19.2	19.5
6000 Hz	21.0	21.3

Table 3 SPL for bracket position at y axis

Frequency	Original position	30 mm downed position
2000 Hz	17.9	18.1
2500 Hz	21.2	21.5
3000 Hz	23.0	23.2
3500 Hz	24.7	24.9
4000 Hz	23.1	23.3
4500 Hz	27.8	28.1
5000 Hz	35.1	35.4
5500 Hz	19.2	19.4
6000 Hz	20.9	21.2

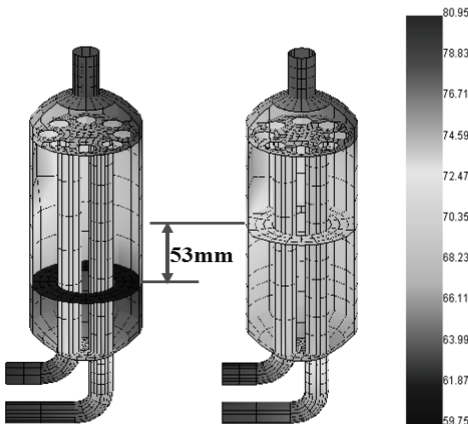


(a) x axis



(a) y axis

Fig. 12 Comparison of sound pressure level for holder position



(a) Case 1

(b) Case 2

Fig. 11 Vibrational energy density for 53 mm higher holder position

확인 할 수 있다. 이는 진동원인 엔진에 좀 더 가까운 곳에 bracket을 설치하였기 때문에 본체로부터 좀 더

Table 4 SPL for holder position at x axis

Frequency	Original position	30 mm downed position
2000 Hz	18.1	18.4
2500 Hz	21.4	21.8
3000 Hz	23.2	23.5
3500 Hz	24.8	25.1
4000 Hz	23.2	23.6
4500 Hz	27.9	28.3
5000 Hz	35.2	35.6
5500 Hz	19.2	19.6
6000 Hz	21.0	21.4

큰 진동에너지가 bracket을 통해 accumulator에 전해졌기 때문이다. Fig. 10은 소음해석 결과를 나타낸다. bracket의 위치 변화에 따라 accumulator의 전체적인 진동에너지값이 커지게 되어 소음값도 0.3 dB 가량 증가하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 11과 12는

Table 5 SPL for holder position at y axis

Frequency	Original position	30 mm downed position
2000 Hz	17.9	18.2
2500 Hz	21.2	21.5
3000 Hz	23.0	23.3
3500 Hz	24.7	25.0
4000 Hz	23.1	23.4
4500 Hz	27.8	28.1
5000 Hz	35.1	35.4
5500 Hz	19.2	19.4
6000 Hz	20.9	21.2

accumulator 내부 holder의 위치 변화에 따른 진동-소음해석 결과이다. Fig. 11에서 case 1에 비해 내부 holder의 위치를 53 mm 위로 올린 case 2의 경우 전체적인 진동에너지가 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 accumulator로 진동에너지가 들어오는 bracket의 위치와 holder의 위치가 서로 가까워지게 되어 진동차단을 위한 holder가 제 역할을 하지 못하게 되어 발생하는 것으로 생각된다. Fig. 12는 소음해석 결과를 나타낸다. Case 1에 비해 case 2의 경우 전체적으로 0.4 dB가량 증가하는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

이 논문에서는 파워흐름해석법을 이용하여 회전형 압축기의 수중방사소음해석을 수행하였다. 파워흐름유한요소법을 이용하여 회전형 압축기의 진동해석을 수행하였고, 그 결과값을 파워흐름경계요소법의 경계조건으로 적용하여 회전형 압축기의 방사소음해석을 수행하였다. 이를 위하여 이 연구자가 진동해석 결과로부터 수중방사소음해석을 하기 위한 경계조건을 얻기 위한 프로그래밍과 그 결과값을 이용하여 수중방사소음해석을 하기 위한 프로그래밍을 수행하였다.

회전형 압축기의 진동해석 결과 가진점인 엔진으로부터 먼곳에 bracket을 설치할수록 진동에너지 감소와 소음에너지가 감소하는 것을 확인 할 수 있었고, bracket과 holder 사이의 간격이 멀수록 진동차단 효과가 크고 이에 따른 소음 감소 효과가 나타나는 것을 확인 할 수 있었다.

후 기

이 논문은 2011년, 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업 지원을 받아 수행된 것임(2011-0023027, 2012R1A1A2 2004034).

참 고 문 헌

- (1) Belov, V. D., Rybak, S. A. and Tartakovskii, B. D., 1977, Propagation of Vibrational Energy in Absorbing Structures, *J. Soviet Physics Acoustics*, Vol. 23, No. 1, pp. 115~119.
- (2) Nefske, D. J. and Sung, S. H., 1989, Power Flow Finite Element Analysis of Dynamic Systems : Basic Theory and Application to Beams, *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, Vol. 111, No. 1, pp. 94~100.
- (3) Bouthier, O. M. and Bernhard, R. J., 1995, Simple Models of the Energetics of Transversely Vibrating Plates, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 182, No. 1, pp. 149~164.
- (4) Bouthier, O. M. and Bernhard, R. J., 1995, Simple Models of Energy Flow in Vibrating Membranes, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 182, No. 1, pp. 129~147.
- (5) Park, D.-H., Hong, S.-Y., Kil, H.-G. and Jeon, J.-J., 2001, Power Flow Model and Analysis of In-plane Waves in Finite Coupled Thin Plates, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 244, No. 4, pp. 651~668.
- (6) Seo, S.-H., Hong, S.-Y. and Kil, H.-G., 2003, Power Flow Analysis of Reinforced Beam-plate Coupled Structures, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 259, No. 5, pp. 1109~1129.
- (7) Lee, H.-W., Hong, S.-Y., Park, D.-H. and Kwon, H.-W., 2008, Energy Flow Boundary Element Method for Vibration Analysis of One and Two Dimension Structures, *Shock and Vibration*, Vol. 15, No. 1, pp. 33~50.
- (8) Wohlever, J. C. and Bernhard, R. J., 1973, Mechanical Energy Flow Models of Rods and Beams, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 153, No. 1, pp. 1~19.

(9) Cremer, L., Heckl, M. and Ungar, E. E., 1988, Structure-borne Sound, Springer-Verlag, New York.

(10) Fahy, F., 1985, Sound and Structural Vibration : Radiation, Transmission and Response, Academic Press.

(11) Song, J.-H. and Hong, S.-Y., 2008, Development of Compliant and Dissipative Joints in Coupled Thin Plates for Vibrational Energy Flow Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 10, pp. 1082~1090.

(12) Hwang, D.-W., Hong, S.-Y., Seo, S.-H. and Kwon, H.-W., 2007, Transient Power Flow Analysis of Beam and Plate, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 7, pp. 624~631.

(13) Lee, J.-Y., Kil, H.-G., Song, J.-H. and Hong, S.-Y., 2009, Power Flow Analysis of Vibration of a Plate Covered with a Damping Sheet, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 5, pp. 530~536.

(14) Kim, S.-H., Hong, S.-Y., Kil, H.-G. and Song, J.-H., 2010, Vibro-acoustic Analysis of Adjoined Two Rooms Using 3-D Power Flow Finite Element Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 1, pp. 74~82.

(15) Lee, U.-Y., Kim, B.-J. and Lee, J.-S., 2010, Design Optimization of an Accumulator for Noise

Reduction of Rotary Compressor, Transactions of the KSME(A), Vol. 35, No. 7, pp. 759~766.



Hyun-Wung Kwon received his B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Korea, in 2004 and his Ph.D. in 2009. Currently he is a postdoctoral researcher at Research Institute of Marine Systems Engineering(RIMSE) of Seoul National University, Korea. His primary research interest is energy flow analysis in structures and acoustics.



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