

로터리 압축기 내부의 소음해석

정의봉* · 김봉준** · 김재호**

Acoustic Analysis of the Cavity in Rotary Compressor

W. B. Jeong · B. J. Kim · J. H. Kim

Key words : Acoustic Mode Synthesis(음향모드합성법), Rotary Compressor(로터리 압축기), Muffler(머플러), Transmission Loss(투과손실)

Abstract

Gas pulsation discharged from the cylinder causes noise in the rotary compressor. Mufflers are usually used to reduce the noise generated by the gas pulsation. The muffler has been designed to maximize the acoustic transmission loss of the muffler. The gas which went through muffler is discharged to the cavity in compressor. Thus, the acoustic characteristics of cavity should be taken into account in muffler design.

In this paper, the program for the acoustic substructure synthesis method is developed. This program can be interfaced with SYSNOISE which is commercial acoustic package. Several types of mufflers designed to have the better acoustic performance are suggested in this work and compared with the existing commercial muffler in the compressor. The acoustic performance of mufflers taking into consideration of the cavity in the compressor is also carried out by the developed program.

1. 서 론

실린더에서 토출되는 냉매의 압력맥동은 에어컨 압축기의 소음 발생원인 중의 하나이다. 이러한 소음을 저감하기 위한 방법으로 실린더 토출구에 머플러를 설치하여 캐비티에 방출되는 소음을 줄

이는 방법이 널리 사용되고 있다. 압축기 머플러 설계에 관한 연구⁽¹⁻³⁾는 머플러만을 대상으로 하고 있으며, 캐비티의 영향을 고려하지 않고 있다. 그러나 머플러의 성능은 캐비티 공간과 연성되어 있으므로 캐비티를 고려한 머플러의 설계가 필요하다. 캐비티는 머플러보다 공간이 크므로 유한요소

* 정희원, 부산대학교 기계공학과(원고접수일 : 2000년 1월)

** 부산대학교 대학원 기계공학부

해석시 많은 자유도를 필요로 하며, 머플러와 상관 없이 형상이 정하여져 있으므로 머플러와 캐비티를 동시에 해석하는 것보다 미리 해석해둔 캐비티의 특성 결과와 머플러의 해석결과를 부분구조합성하면 효율적이다. 부분구조합성에 관해서는 진동계의 부분구조합성과⁽⁴⁻⁶⁾ 음향계의 부분구조합성⁽⁷⁾에 관한 연구가 있으나 압축기의 음향해석에 직접 적용한 예는 없다.

본 연구에서는 음향해석 범용 패키지인 SYS-NOISE와 연계하여 음향부분구조합성 해석을 할 수 있는 모듈을 구속모드합성법에 기초하여 개발하고자 한다. 그리고, 제시된 몇 가지의 압축기용 머플러에 대하여 내부의 캐비티를 고려한 머플러의 성능을 평가하고자 하는데 그 목적을 둔다.

2. 이론적 배경

2.1 구속 모드 합성법

Fig. 1과 같이 전체계를 2개의 부분구조로 분리할 수 있다. 여기서 영역 c는 인접한 부분구조와 공통변위를 갖는 결합영역을 나타내며, 영역 e는 영역 c를 제외한 나머지 영역을 나타낸다. 부분 구조의 유한요소 모델은 다음과 같은 다자유도계의 운동 방정식으로 표현된다.

$$[M]\ddot{x} + [K]x = f \tag{1}$$

여기서, M, K, f는 관성행렬과 강성행렬 및 외력 벡터를 나타낸다. 부분구조를 결합영역 c와 나머지 영역 e로 분리하여 식(1)을 다시 쓰면 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_{ee} & M_{ec} \\ M_{ec}^T & M_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_e \\ \ddot{x}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ee} & K_{ec} \\ K_{ec}^T & K_{cc} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_e \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_e \\ f_c \end{bmatrix}$$

그리고, 영역 e에서의 변위는 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾

$$\{x_e\} = \{x'_e\} + \{x''_e\} \tag{3}$$

여기서, $\{x'_e\}$ 는 결합영역을 고정된 경우의 $\{x_e\}$ 의 변위이며, 다음식

$$([K_{ee}] - \omega^2[M_{ee}])\{x'_e\} = \{0\} \tag{4}$$

의 고유모드를 $\{\phi_B\}$ 라 하면, $\{x'_e\}$ 는

$$\{x'_e\} = \{\phi_B\} \{\xi\} \tag{5}$$

로 나타낼 수 있다. 여기서 $\{\xi\}$ 는 모드좌표이다. 그리고, 결합영역의 변위 $\{x_c\}$ 에 의한 영역 e의 상대 변위인 $\{x''_e\}$ 는 Guyan의 정축소⁽⁴⁾를 이용하면

$$\{x''_e\} = -[K_{ee}]^{-1} [K_{ec}]\{x_c\} = [T]\{x_c\} \tag{6}$$

이다. 그러므로 부분구조 전체의 변위 벡터 $\{x\}$ 는

$$\{x\} = \begin{bmatrix} x_e \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x'_e + x''_e \\ x_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_B & T \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi \\ x_c \end{bmatrix} \tag{7}$$

로 근사화 될 수 있다.

Fig. 1과 같이 2개의 부분구조로 이루어진 구조물의 경우, 부분구조 각각에 대하여 식(7)을 적용하고

$$\{x_{c1}\} = \{x_{c2}\} \tag{8}$$

를 고려하면

$$\{x\} = \begin{bmatrix} x_{e1} \\ x_c \\ x_{e2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{B1} & T_1 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & T_2 & \phi_{B2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_1 \\ x_c \\ \xi_2 \end{bmatrix} = [T_p]\{y\} \tag{9}$$

가 된다. 여기서 첨자 1,2는 부분구조1, 부분구조2를 의미한다. 따라서, 다음과 같은 전체계의 축소된 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[\bar{M}]\ddot{y} + [\bar{K}]y = \{\bar{f}\} \tag{10}$$

단,

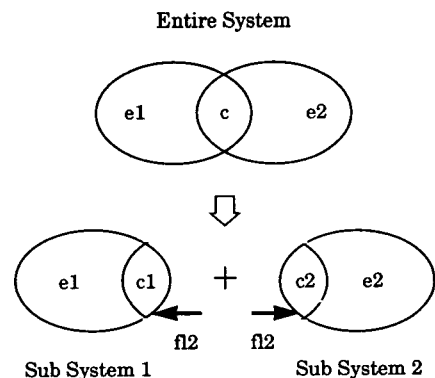


Fig. 1 Substructure model

$$[\hat{M}] = [T_p]^T [M] [T_p]$$

$$[\hat{K}] = [T_p]^T [K] [T_p]$$

$$\{\hat{f}\} = [T_p]^T \{f\}$$

2.2 음향모드합성모델의 개발

본 논문에서는 각 부분구조의 유한요소 해석은 범용 패키지인 SYSNOISE[®]를 사용하였고 각 부분구조의 해석결과를 이용한 음향모드합성 프로그램을 개발하였다. 각 분계의 결합부를 음압을 영으로 가정하는 개구단 경계조건으로 하여 고유치 해석을 통하여 얻어진 고유치, 고유모드, 그리고 부분구조 유한요소 모델의 데이터를 이용하여 이루어진다.

SYSNOISE와 연계한 음향모드합성법의 절차를 Fig. 2에 나타내었다.

3. 수치해석

3.1 제안하는 머플러 형상

압축기 내부구조의 개략도를 Fig. 3에 나타낸다. 실린더에서 압축된 냉매는 머플러를 통과하여 캐

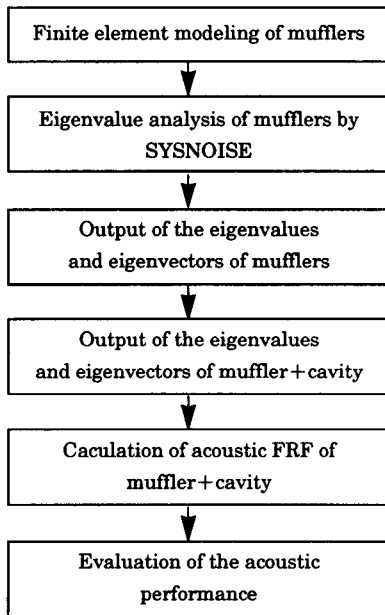


Fig. 2 Procedure of acoustic CMS

비터로 토출되어 진다. 그러므로 머플러는 실린더와 캐비티 사이에 위치한다. 또한 밸브, 볼트위치 등의 공간과 제작상의 문제로 인해 머플러의 위치와 크기는 어떠한 범주 내로 제한될 수밖에 없다. 실제로 압축기내의 머플러는 다소 불규칙적인 단면을 갖는 얇은 판 모양의 챔버 형상을 갖는다. Fig. 4에 현재 압축기 모델에 사용되고 있는 머플러의 유한요소해석용 모델을 나타내었다. 그리고 제안하는 머플러의 형상과 유한요소용 모델을 Fig.5~Fig.7에 나타내었다. 제안하는 머플러의 설계 기준은 제한된 공간내에서 머플러의 형상을 원주방향의 확장관과 공명기 구조를 갖도록 설계하였다. 머플러의 튜닝 주파수 대역은 주로 냉매가 있을 경우 약 2~4kHz이다. R22냉매의 경우 음속이 약 200m/s이므로 공기 중에서 약 3~6kHz 대역에 해당한다. 그리고 원주방향으로 단순 확장관과 공명기로 상사시켜 챔버 및 공명기의 크기와 형

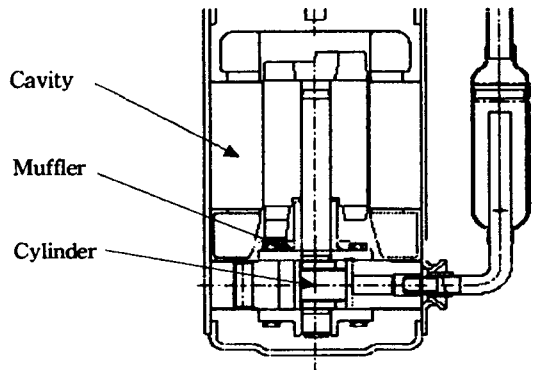


Fig. 3 Schematic diagram of compressor

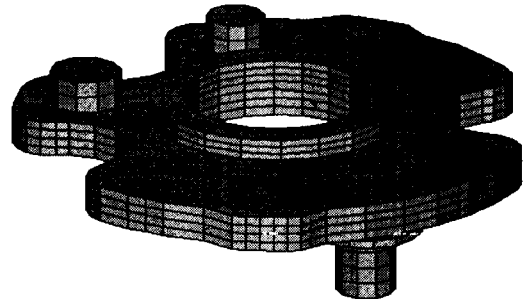


Fig. 4 FEM mesh model of conventional muffler

상을 설정하였다. 1차원 음장으로 가정하면 공명기의 경우 공명주파수는

$$f_r = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{Vl_r}} \quad (11)$$

이고, 단순확장관의 경우 최대 투과손실 주파수는

$$f_m = \frac{c}{4l_m} \quad (12)$$

이다. 여기서 c 는 음속, V 는 체적, l_r 은 목의 유효길이, S 는 목 단면적이고 l_m 은 챔버길이이다. 그리고 실제 제작이 가능하고 실제작동 상태에서 냉매의 원활한 흐름에 크게 방해하지 않으며, 소음 저감이 크게 예상되는 3가지 형태를 제안하고 기존 머플러와의 성능비교를 하였다.

Fig. 5과 Fig. 6은 입구쪽의 챔버에서 출구쪽의 챔버로 가는 도중 두개의 공명기를 거치는 형태로 모델링되었다. Fig. 5의 Type I 은 각각의 공명기

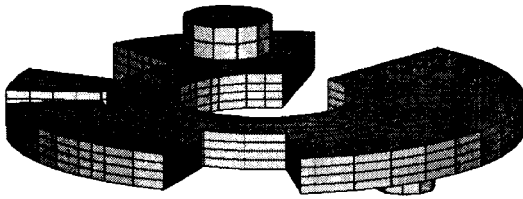


Fig. 5 FEM mesh model of muffler type I

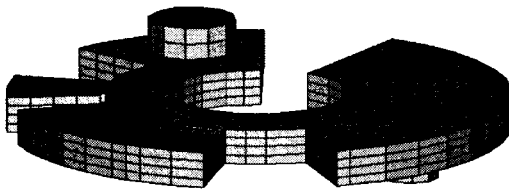


Fig. 6 FEM mesh model of muffler type II

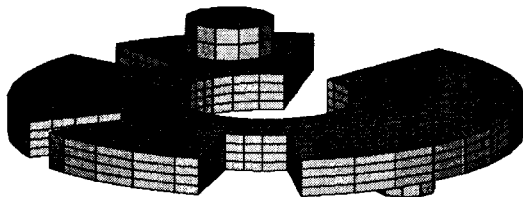


Fig. 7 FEM mesh model of muffler type III

의 공명주파수는 냉매에 대하여 2,500Hz와 3,100Hz가 되도록 공명기의 형상을 설계한 것이며, Fig. 6의 Type II 는 공명기의 공명주파수가 2,100Hz와 3,100Hz가 되도록 설계하였다. 그리고 Fig. 7의 Type III 은 사각단면을 갖는 두개의 원형곡선 확장관의 구조를 가지고 있다. 기존의 머플러와 비교하여 제안하는 머플러는 등가의 면적을 갖는 하나의 출구로 단순화 시켰다. 설계된 각각의 공명기와 머플러는 연성과 3차원 음향의 영향으로 실제와 차이가 있을 수 있으므로 유한요소해석을 하여 머플러만의 투과손실 성능을 비교하였다. 유한요소해석은 SYSNOISE를 사용하였다.

3. 2 머플러만의 성능비교

기존의 머플러와 제시하는 머플러의 성능을 평가하기 위한 소음기의 성능지표로써 투과율을 사용하였다. 4단자 정수에 입각한 투과손실(TL)과 투과율(τ)의 정의는 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$TL = 10 \log\left(\frac{1}{\tau}\right) = 20 \log\left[\frac{1}{2} \left|A + \frac{1}{\rho C} B + \rho C D\right|\right] \quad (13)$$

여기서, A, B, C, D 는 4단자 정수이다.

음향 유한요소 범용 패키지인 SYSNOISE를 이용하였다. 입구단면을 단위 가진하고 출구의 경계조건을 한번은 강제벽면조건으로 하여 또 한번은 개구단조건으로 하여 입구와 출구의 음압과 속도로부터 4단자 정수를 계산할 수 있고 식(13)을 사

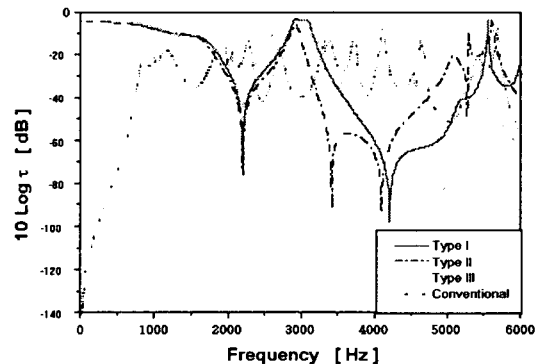


Fig. 8 Transmission coefficient of the Mufflers in Air

용하여 투과손실을 계산할 수 있다. 공기 중 수치 해석에서 관심주파수영역은 약3~6kHz 대역이므로 이 영역에서 주파수-투과율 선도의 면적의 크기가 상대적으로 적은 것이 성능이 우수하다고 말할 수 있다. Fig. 8에 각 머플러의 투과율 선도와 Table 1에 평균 투과율의 비를 성능 지표로 하여 나타내었다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이 3kHz 이하의 주파수영역에서는 기존의 머플러가 제시하는 머플러보다 우수하다고 볼 수 있으나 주 관심 주파수인 3~6kHz 에서는 제시하는 머플러가 전체적으로 우수함을 보이고 있다. 제안하는 머플러 중에서 Type I은 다른 모델들보다 더 나은 투과손실특성을 기대할 수 있음을 알 수 있다.

3.3 머플러·캐비티 결합모델의 성능평가

해석에 사용된 캐비티의 유한요소 모델을 Fig. 9에 나타내었다. 캐비티 형상은 머플러 형상에 상관없이 일정하므로 캐비티 형상에 대한 유한요소해석을 한번만 해석하여 놓으면 머플러만의 해석과 합성하여 머플러와 캐비티를 결합한 전체시스템

Table 1. Averaged transmission coefficient of the mufflers (3~6 kHz)

	Ratio of transmission coefficient with respect to conventional muffler
Conventional muffler	1
Muffler type I	0.879
Muffler type II	0.906
Muffler type III	0.888

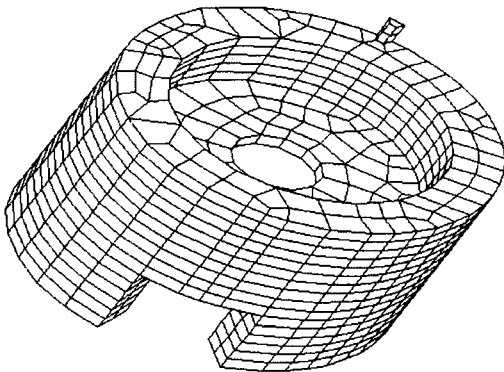


Fig. 9 Finite element mesh model of cavity

의 해석결과를 간단히 얻을 수 있다. Type I은 채택모드를 80개로 하고, 캐비티는 채택모드를 100개로 하여 음향모드합성을 수행하였다. 결합부의 자유도가 20임을 고려하면 최종적인 운동방정식의 자유도는 80+100+20=200이 된다. 모드 합성법에 의해 관심주파수에서 신뢰할만한 결과를 얻기 위하여서는 각 부분구조에 대하여 관심 주파수의 적어도 2배 이상의 범위에 있는 고유치해석 결과를 이용함이 필요하며⁽⁷⁾, 본 연구에서 고려한 채택모드는 이 대역을 충분히 포함한다.

결합모델에서 머플러의 입구를 단위 가진 하였을 경우 Fig. 9에 보이는 캐비티의 측면에 일정한 폭을 설정하고 여기에 해당하는 각 노드 점의 주파수응답함수를 구하여 캐비티의 벽면의 주파수응답함수크기의 평균값을 목적함수로 선정하였다. Fig. 10에 각 머플러와 캐비티의 음향모드합성법에 의한 결합 모델의 주파수응답함수의 평균값을 나타내었다. 그리고 Table 2에 관심주파수인 3~6kHz 사이의 평균 주파수응답함수의 크기의 비를 나타내었다. 주 관심 주파수인 3~6kHz에서 제안한 3가지 형태의 머플러의 성능이 기존의 머플러

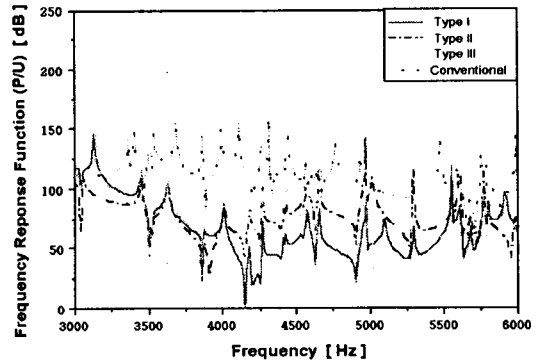


Fig. 10 Averaged pressure FRF in the cavity

Table 2. Averaged magnitude of FRF

	Ratio of FRF with respect to Conventional muffler
Conventional muffler + cavity	1
Muffler type I + cavity	0.602
Muffler type II + cavity	0.686
Muffler type III + cavity	0.669

보다 우수한 음향특성을 보이고 있다.

머플러의 특성이 각 구간별로 나타나고 있고, 대략 3~4kHz 근방에서는 Type II, 4~5.5kHz 근방에서는 Type I, 5.5~6kHz 근방에서는 Type III 가 각각 더 나은 음향특성을 보이고 있다. 이는 Fig. 8에서 보인 투과율 선도와 비교하여 보면 각 단품의 구간별 특성이 캐비티와 연성 되었을 경우에도 그 구간별 특성이 상당히 반영되고 있음을 알 수 있다. 그러나 캐비티와 연성이 될 경우 관심주파수 전 대역에서 Type I의 응답특성이 더 넓은 주파수영역에서 나타나고 있고 Table 2 에서 보듯이 주파수응답함수의 면적의 수치 값에서도 Type I 이 더 나은 음향특성을 가진다고 말할 수 있다. 따라서 머플러만의 해석과 캐비티를 고려한 해석에서 Type I 을 최적의 머플러로 제안할 수 있다.

4. 실험

음향모드합성에 의한 머플러와 캐비티의 합성계에 대하여 시뮬레이션에서 Type I 이 가장 우수한 것으로 나타났으므로 Type I 머플러를 실제 제작하여 압축기에 각각 장착하고 실제 작동상태에

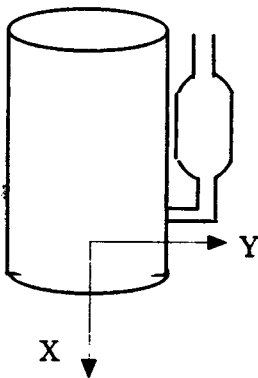


Fig. 11 Direction of the measurement of acoustic pressure

Table 3. Comparison of overall sound pressure level

	without muffler	with conventional muffler	with suggested muffler type I
SPL X-direction	69.4 dB	67.1 dB	66.2 dB
Y-direction	68.5 dB	67.9 dB	66.5 dB

서 응답을 측정하였다. 측정위치와 방향을 Fig. 9 에 나타내었다. 음압은 X, Y 방향으로 압축기셀 표면에서 30cm 떨어진 위치에서 측정하였다. Y는 accumulator 방향이고, X는 Y에 수직인 수평방향이다.

Table 3에 실제 작동상태에서의 압축기의 효과와 x-y 방향에서의 음압 레벨을 나타내었다. 제시하는 머플러를 사용하는 경우 머플러를 사용하지 않은 경우보다 2~3.4dB의 소음저감효과가 있으며 기존의 양산 머플러를 사용하는 경우보다 1.1~1.4dB의 소음저감효과를 가져왔다.

5. 결론

1. 음향해석 소프트웨어인 SYSNOISE와 연계한 음향 모드합성법을 개발하였다.
2. 개선된 음향부분구조합성법으로 로터리 압축기 내부의 캐비티와 머플러의 연성을 고려한 음향 해석에 응용하였다.
3. 머플러만의 음향특성과 캐비티를 고려한 머플러의 음향특성에는 성능의 차이가 있으며, 캐비티를 고려하면 보다 정확한 머플러설계가 가능함을 보였다.
4. 새로운 형상의 머플러를 제시하였으며 실제 작동상태에서 소음을 측정한 결과 기존의 머플러를 사용한 경우보다 1.1~1.4dB의 저감효과가 있었다.

후 기

본 연구는 1998년도 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었습니다.

참고문헌

1. S. K. Oh, J. Y. Mo, M. S. Huk, 1996, "A Study on the Analysis and Improvement of the Acoustic Characteristics of the Muffler in Compressor", *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp575~580
2. M. Bucclarelli, A. Faraon, F. M. Giusto, 1994,

- “An Approach to Evaluate the Acoustical Characteristics of Silencers used in Hermetic Compressor for Household Refrigerator”, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp25~30
3. R.Singh, W.Soedel, 1974, “ A Review of Compressor Line Pulsation Analysis and Muffler Design Research”, *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp.102~123
 4. 長松昭男, 大熊政明, 1991, 部分構造合成法, 培風館.
 5. 이타경, 1998, “대형구조물의 진동해석을 위한 부분 구조합성법의 NASTRAN 연결모듈 개발”, 부산대학교 석사학위논문.
 6. 정의봉, 박성용, 1998, “NASTRAN을 이용한 일반 점성 감쇠를 갖는 구조물의 유한요소 진동해석”, 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 500~505.
 7. 오재용, 고상철, 조용구, 1997, “음향계 해석을 위한 부분구조합성법의 적용”, 한국소음진동공학회지, 제7권, 제5호, pp. 737~746.
 8. SYSNOISE Rev5.3 On-Line Documentation.
 9. M.L.Munjaj, 1987, *Acoustics of Ducts and Mufflers*, New York