

<論 文>

# 복잡한 형상의 머플러 음향특성 해석 및 개선에 관한 연구

A Study on the Analysis and Improvement of the Acoustic Characteristics of the Muffler with Complex Geometry

오상경\* · 모진용 · 허만선

Sang-Kyoung Oh, Jin-Yong Mo, Man-Sun Huh

(1996년 7월 2일 접수 ; 1996년 9월 2일 심사완료)

**Key Words :** Transmission Loss(삽입손실), Muffler, Compressor(압축기), Wave Separation Method(음파분리법), Acoustic-Structural Analogy(음향-구조 유사성), MSC/NASTRAN

## ABSTRACT

An acoustic transmission loss analysis method for mufflers with complex geometry is developed using MSC/NASTRAN on the basis of acoustic-structural analogy and two-microphone method. In this study, mufflers with simple and complex shapes are analyzed using this method and compared with theoretical and experimental results to verify it. Applying this method to design of discharge muffler in a rotary compressor, we obtained 2dB(A) of noise reduction in the range of lower than 1300Hz. Furthermore, adopting this technique for a suction muffler in reciprocal compressor, more than 10dB(A) noise reduction at 500Hz, and in total, 4dB(A) noise reduction is achieved.

### 기 호 설 명

- $A$  : 입사파
- $A_i$  : 머플러 입구 단면적
- $A_o$  : 머플러 출구 단면적
- $a_0$  : 음속
- $a(f)$  : 1점에서의 음압을 푸리에 변환시 실수부
- $B$  : 반사파
- $b(f)$  : 1점에서의 음압을 푸리에 변환시 허수부
- $C$  : 출력파
- $c(f)$  : 2점에서의 음압을 푸리에 변환시 실수부
- $d(f)$  : 2점에서의 음압을 푸리에 변환시 허수부
- $e(f)$  : 3점에서의 음압을 푸리에 변환시 실수부
- $f(f)$  : 3점에서의 음압을 푸리에 변환시 허수부
- $f_r$  : 공진 주파수
- $k$  : 음파 상수
- $S_{AA}(f)$  : 머플러 입구 음파의 입력 파워 스펙트럼
- $S_{BB}(f)$  : 머플러 입구 음파의 반사 파워 스펙트럼

- $S_{cc}(f)$  : 머플러 출구 음파의 출력 파워 스펙트럼
- $S_{11}(f)$  : 1점 음파의 자기상관-스펙트럼
- $S_{22}(f)$  : 2점 음파의 자기상관-스펙트럼
- $S_{33}(f)$  : 3점 음파의 자기상관-스펙트럼
- $C_{12}(f)$  : 1점과 2점 사이의 상호상관-스펙트럼의 실수부
- $Q_{12}(f)$  : 1점과 2점 사이의 상호상관-스펙트럼의 허수부
- $Z_1$  : 머플러 입구에서 1점까지의 거리
- $Z_2$  : 머플러 입구에서 2점까지의 거리

## 1. 서 론

머플러의 투과손실 예측에는 이제까지 주로 평면파(plane wave)이론<sup>(1)</sup>이나, 4단자 정수법<sup>(2)</sup>에 의존하여 왔다. 그러나 전자의 방법은 머플러 형상이 복잡할 경우에 이론적 계산이 불가능하고, 4단자 정수법은 다중 입구나, 다중 출구의 형상의 구조에는 적용이 불가능하다는 단점이 있다.

한편 실험적으로는 두 개의 음향 탐측자를 사용하

\*정회원, 삼성전자 기술총괄 기반기술센터

\*\*삼성전자 기술총괄 기반 기술센터

여 음파 분리 이론을 기본으로한 투과손실 측정법이 개발되었다<sup>(3~5)</sup>.

본 연구는 이 음파 분리 이론을 이용한 머플러 투과손실 해석법 개발 및 그 적용에 관한 연구이다. 해석은 일반 구조 해석용 소프트웨어의 구조-음향 상사성을 이용하여 실시하였고, 실험 및 이론을 통한 검증을 하였다. 또한, 왕복동식 및 로타리식 압축기 머플러의 구조 개선에 본 해석법을 적용하여 소음 저감 성능이 우수한 새로운 머플러 구조를 개발하였다.

## 2. 실험적 방법

### 2.1 투과손실 정의

머플러의 성능을 평가하는 방법에는 식 (1)과 같이 표현되는 투과손실(transmission loss)을 구하는 방법이 있다. 투과손실은 Fig.1에서 볼 수 있듯이 투과 음향에너지( $A_o S_{CC}(f)$ )에 대한 입사 음향에너지( $A_i S_{AA}(f)$ )의 비율로서, 투과손실이 크면 음파가 잘 투과되지 못함을 의미한다.

$$TL = 10 \log \frac{A_i S_{AA}(f)}{A_o S_{CC}(f)} \quad (1)$$

### 2.2 두 음향 탐측자법에 의한 투과손실 측정

식 (1)을 이용하여 투과손실을 구하기 위해서는 Fig.1의 입구단에서의 입사파(A)와 반사파(B)의 분리가 선행되어야 한다. 이를 위한 방법으로 두개의 음향 탐측자를 이용하여 1, 2 두 지점에서 측정된 음압으로 입사파(A)와 반사파(B)를 구하는 두개의 음향 탐측자법이 있다. 식 (2)와 식 (3)은 1, 2 두 지점의 음압과 A, B 두 음파의 관계를 나타내는 식이다. 그러므로 이 두 점의 자기상관-스펙트럼( $S_{11}$ ,  $S_{22}$ )과 상호상관-스펙트럼( $S_{12}$ ,  $Q_{12}$ )를 구하면 입사 음향파워( $S_{AA}$ )를 구할 수 있다. 한편, 출구단의 음향파워는 무반사 조건이 성립되기 때문에 식 (4)와

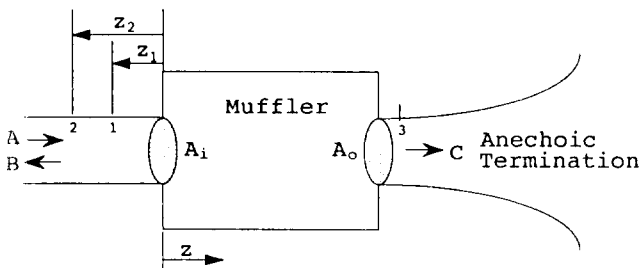


Fig. 1 Waves in muffler

같이 3점에서의 자기상관-스펙트럼과 같은 양이 된다. 출구단은 무반사(anechoic) 조건이어야 하므로 혼(horn)을 설치하여 반사파를 최소화 한다.

$$S_{AA}(f) = [S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos k(Z_1 - Z_2) + 2Q_{12} \sin k(Z_1 - Z_2)] / [4 \sin^2 k(Z_1 - Z_2)] \quad (2)$$

$$S_{BB}(f) = [S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos k(Z_1 - Z_2) - 2Q_{12} \sin k(Z_1 - Z_2)] / [4 \sin^2 k(Z_1 - Z_2)] \quad (3)$$

$$S_{CC}(f) = S_{33} \quad (4)$$

여기서,  $k$ 는  $2\pi f/a_0$ 이다.

Fig.2는 머플러 투과손실 측정을 위한 실험장치 개략도인데, 입구는 백색 잡음 신호를 제공하고, 출구는 무반사 조건을 만들기 위해서 혼을 설치하였다.

## 3. 해석적 방법

### 3.1 구조-음향의 상사성

일반적으로 손실과 내부 유동이 존재하지 않는 경우의 음압 파동방정식은 구조 방정식과 상사성을 갖기 때문에, 유한요소법에 의한 음향학적 해석은 구조해석의 모듈을 이용하여 할 수 있다. 이 상사성은 음향의 파동방정식(5)와 평형방정식(6)을 구조의  $X$  방향의 응력 평형식 (7)과 비교함으로써 얻어진다<sup>(6,7)</sup>.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{1}{\chi} \left( \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \right) \quad (5)$$

$$\nabla P + \rho \vec{\omega} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y} (\tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial z} (\tau_{xz})$$

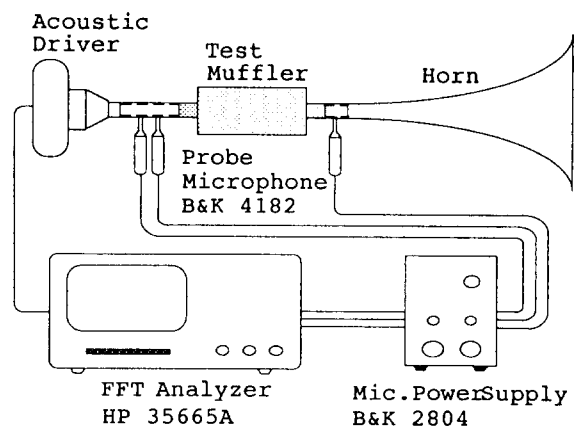


Fig. 2 Experiment setup

$$= \rho_s \frac{\partial^2 U_x}{\partial t^2} \quad (7)$$

여기서,  $P$ 는 음압,  $\omega$ 는 유체내에 입자변위,  $\rho_s$ 는 유체밀도,  $\chi$ 는 벌크상수(bulk modulus),  $\nabla$ 는 구배인자(gradient operator),  $\sigma_{xx}$ ,  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{xz}$ 은 응력성분,  $\rho_s$ 는 구조의 밀도이다. 음향의 구조간에 상사성을 만족시키기 위해서는, 위의 식에서 식 (8)과 같은 관계가 성립되어야 한다. 또한 응력-변위를 관계에서,  $G_{11}=G_{44}=G_{66}=1/\rho$  및  $G_{14}=G_{16}=G_{46}=0$ 의

$$\begin{aligned} U_x &= P \\ \rho_s &= \frac{1}{\chi} \\ \sigma_{xx} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -\ddot{w}_x \\ \tau_{xy} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} = -\ddot{w}_y \\ \tau_{xz} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} = -\ddot{w}_z \end{aligned} \quad (8)$$

관계가 성립되어야 한다. 그러므로 일반적인 구조해석용 소프트웨어에서 변위 및 물성치를 위의 구조-음향 상사성을 만족시키도록 입력하여 음향학적인 문제를 해결할 수 있게 된다.

### 3.2 모델링 및 음향해석

본 음향해석의 타당성을 실험 및 이론과 비교하여 검증하기 위해, 구조가 간단한 머플러를 제작하고 이론해를 구하였다.

제작된 머플러의 형상은 Fig. 3과 같고, 이 머플러 내부의 공기를 모델링하고 경계조건을 표시하면 Fig. 4와 같다. 여기서 모델링은 고체요소(solid element)로 나타냈고, 입구는 변위(압력) 가진 조건, 끝단은 무반사(anechoic termination)조건, 입구와 출구 이외의 표면은 고정조건(rigid wall)을 갖는다. 가지는 압력을 0 Hz에서 해석하고자 하는 주파수까지 크기가 1로 일정하게 가하고, 무반사 조건은 끝단 각 절

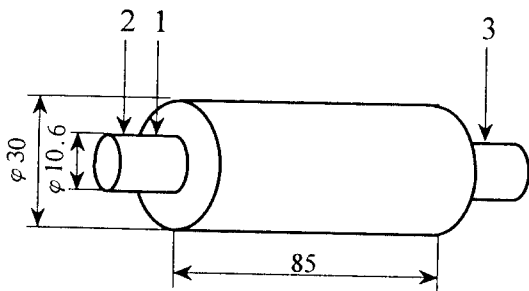


Fig. 3 A simple muffler

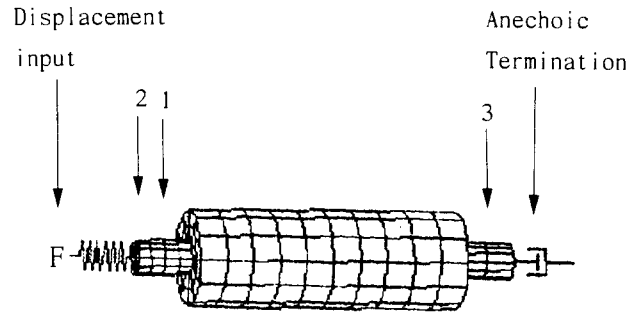


Fig. 4 Finite element model & its boundary conditions

점에서 식 (9)와 같은 댐핑을 같은 댐핑요소를 연결하여 나타낸다.

특히, 변위 가진 조건에서 사용한 방법은 가진 점에 큰 값의 스프링 상수를 갖는 스프링 요소를 연결하고 힘을 가해서, 힘과 스프링 상수에 의해서 역으로 변위가 정해지는 방법을 사용하였다.

$$D = A_L / (\rho a_0) \quad (9)$$

여기서,  $A_L$ 은 절점이 점유하는 면적,  $\rho$ 는 매질의 밀도,  $a_0$ 는 매질에서의 음속을 나타낸다.

해석은 구조해석용 소프트웨어인 MSC/NASTRAN의 직접주파수 응답법을 이용하여 실시한다. 해석후 투과손실을 구하는 과정을 설명하면 다음과 같다.

해석결과 유한요소모델 Fig. 4의 절점 1, 2, 3에서의 음압을 나타내며 식 (10)~(12)와 같고, 이것의 자기상관-스펙트럼과, 상호상관-스펙트럼을 나타내면 식 (13)~(15)와 같다.

$$S_1(f) = a(f) - ib(f) \quad (10)$$

$$S_2(f) = c(f) - id(f) \quad (11)$$

$$S_3(f) = e(f) - ig(f) \quad (12)$$

$$S_{11}(f) = a(f)^2 + b(f)^2 \quad (13)$$

$$S_{22}(f) = c(f)^2 + d(f)^2 \quad (14)$$

$$S_{12}(f) = C_{12}(f) + Q_{12}(f) \quad (15)$$

여기서,  $C_{12}(f) = a(f)c(f) + b(f)d(f)$ ,  $Q_{12}(f) = a(f)d(f) + b(f)c(f)$ 이다.

식 (13)~(15)을 식 (2)에 대입하면  $S_{AA}(f)$ 을 구할 수 있다. 또한  $S_{CC}(f)$ 는 식 (16)로 구한다.

$$S_{CC}(f) = S_{33} = e(f)^2 + g(f)^2 \quad (16)$$

따라서,  $S_{AA}(f)$ 와  $S_{CC}(f)$ 을 식 (1)에 대입하면 해석적 방법에 의해서 손실계수가 구해진다.

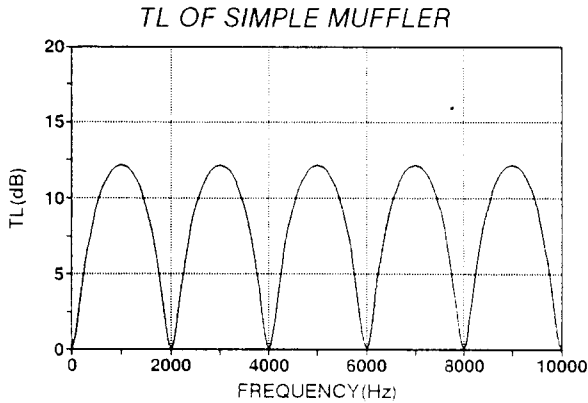


Fig. 5 Calculation of TL by plane wave theory

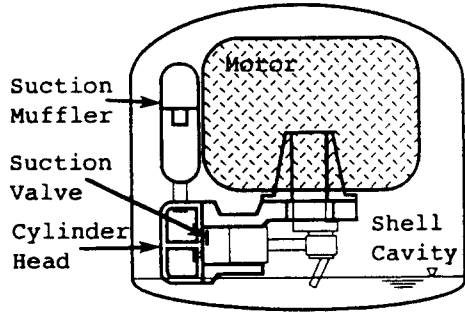


Fig. 8 Reciprocating compressor

$$TL = 10 \log [1 + 1/4(M - 1/M)^2 \sin^2(kl)] \quad (17)$$

여기서  $M (=8)$ 은 머플러의 입구쪽 단면적과 출구쪽 단면적의 비이고,  $l (=85 \text{ mm})$ 은 머플러 몸통의 길이이다. 식에 의해서 구한 결과를 나타내면 Fig. 5와 같고, 실험 및 해석에 의해서 구한 결과는 Fig. 6과 같다. 이론해인 Fig. 5와 본 해석법에 의한 결과 (Fig. 6의 점선)을 비교해 보면 서로 결과가 잘 일치하고 실험의 결과와도 6 kHz까지 비교적 잘 일치한다.

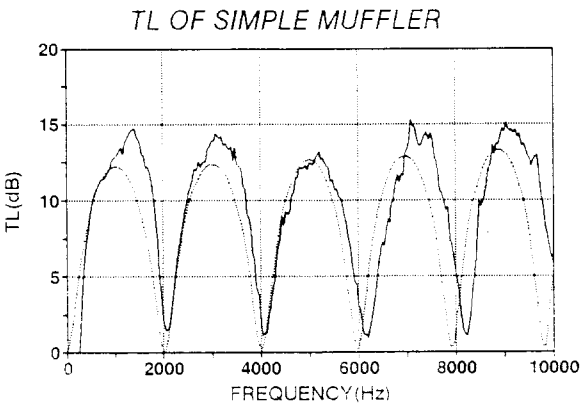


Fig. 6 Comparison of TL between the new method and test

#### 4. 왕복동형 압축기 이상소음 연구

##### 4.1 이상소음 원인 분석

고효율 왕복동식 압축기를 적용한 냉장고에 있어서, 냉기동후 소음이 증가되었다가 감소하는 이상소음 현상과 대체 냉매를 적용한 압축기에 있어서 500 Hz 대역의 소음이 높은 문제점이 발생하였다. 이에 대한 소음 발생 원인을 찾고 문제점을 해결하고자 한다.

고효율 압축기를 적용한 냉장고를 냉기동후 시간에 따른 소음측정 결과는 Fig. 7과 같다.

그림에서 보듯이 가동후 수 십분 후 전체 소음이 높아지는 원인은 주로 구동 주파수의 8차 조화성분인 약 500Hz 소음에 기인한다. Fig. 8은 왕복 동식 압축기의 일반적 구조를 나타내는데, 실린더 헤드의 흡입밸브에 의해서 저온 저압의 냉매를 머플러를 통해서 흡입하고, 실린더에서 압축하고 고온 고압의 냉매를 토출시키는 역할을 한다. 이때 흡입밸브는 심하게 진동하여 소음이 발생하며 이 소음은 연결부를 통해 셀 내부공간(cavity)으로 방사되는데, 8차 조화 성분 소음의 주요 원인이 된다. 즉 측정에 의하면 냉기동후 안정될때 까지 냉매가스의 온도 및 압력의 변화에 영향을 받는 음속이 점차 증가함에

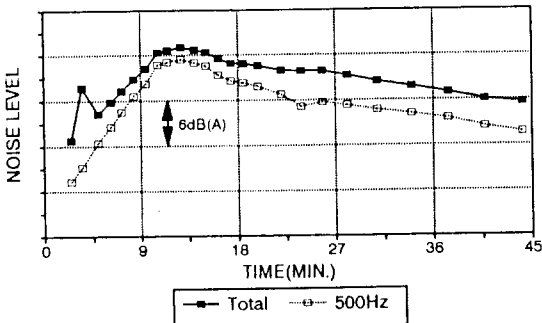


Fig. 7 Noise characteristics of the refrigerator

##### 3.3 결과 및 고찰

본 해석법 타당성을 검증하기 위해서 해석결과를 이론 및 실험 결과와 비교하였다. 음파를 평면파로 가정하였을 때에 삽입손실을 구하는 이론식은 식 (17)과 같다.

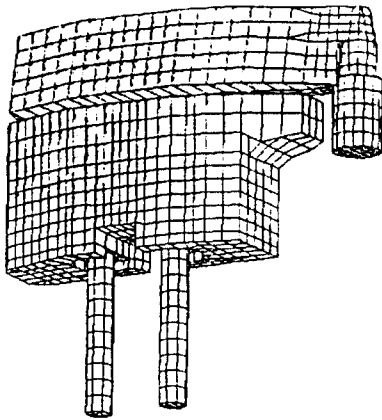


Fig. 9 Finite element model of the original muffler

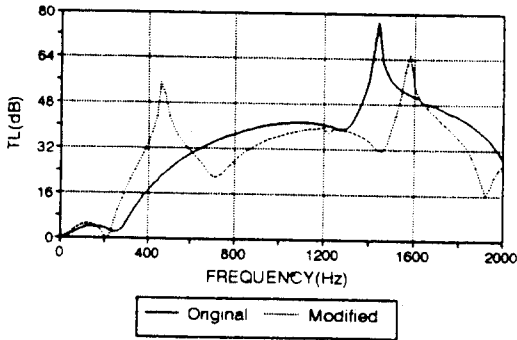


Fig. 10 TL of the modified muffler

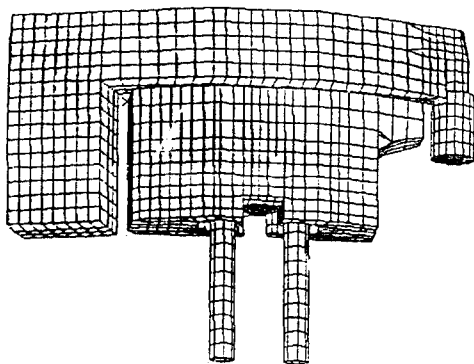


Fig. 11 Finite element model of the modified muffler

따라 셀 내부공간의 3차 공명주파수는 점차 증가하는데 이 과정에서 구동주파수의 8차 조화 성분 소음과 공명을 일으켜 전체 소음이 커졌다가 작아지는 이상소음이 발생하는 것이다. 한편, 대체 냉매 압축기의 500 Hz 소음도 주로 이 밸브소음에 의해 발생됨을 알았다.

NOISE LEVEL OF REFRIGERATOR  
Reciprocating Compressor

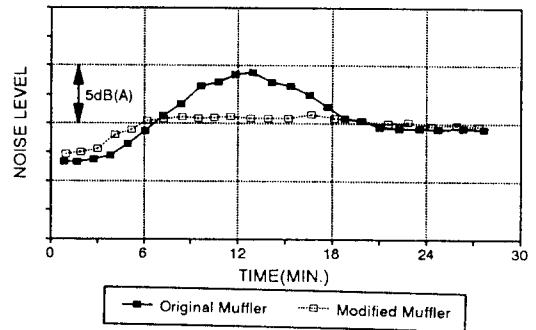


Fig. 12 Test results of the modified suction muffler

NOISE LEVEL OF COMPRESSOR  
Reciprocating Compressor

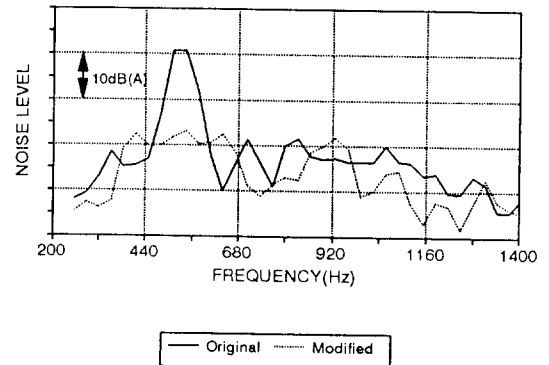


Fig. 13 Test results of suction muffler modification

#### 4.2 머플러 구조 개선

앞 절에서 밝힌 바와 같이 이상 소음은 밸브의 500 Hz 소음이 주 원인이 되어 셀 내부 공간을 가진하여 발생하는 것이다. 그러므로 이 소음을 줄이기 위해서 머플러의 구조를 개선하여 500 Hz 대역에서 소음 제거 성능을 높여야 한다.

기존 머플러 구조에 대해서 유한요소 모델링(Fig. 9)을 하고 본 해석법에 따라서 투과손실을 계산한 결과를 Fig. 10에 실선으로 나타냈다. 결과에서 보여 주듯이 기존 구조는 1400 Hz 대역에서 투과손실(TL)의 피크치가 존재하기 때문에 문제가 되는 500 Hz 소음을 저감하기에는 부적합한 구조임을 알 수 있다. 그러므로 투과손실의 피크를 500 Hz로 천이시키는 것을 목표로 하여 구조 개선에 따른 해석을 실시하였다. 해석 결과 Fig. 11과 같은 구조가 500 Hz에서 투과손실이 가장 높게 나타났다. 이 경우의 결과는 Fig. 10의 점선으로 나타냈다.

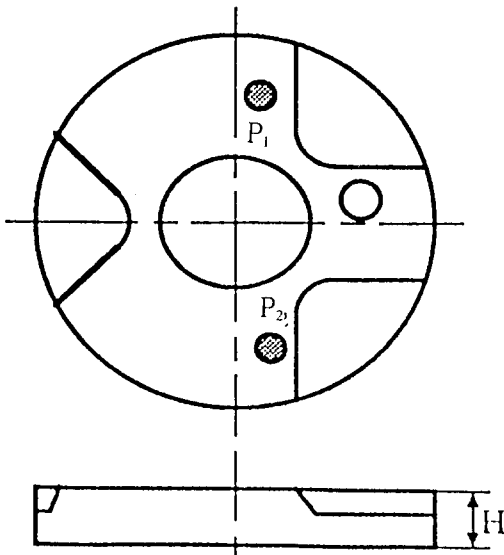


Fig. 14 A view of the discharge muffler

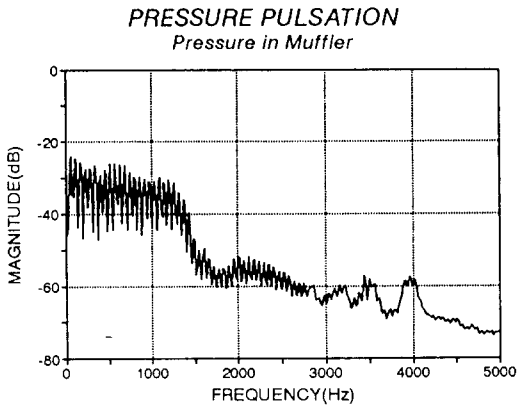


Fig. 15 Pressure pulsation in discharge muffler

### 4.3 적용실험 및 고찰

구조 개선된 머플러를 제작하고 냉장고에 적용하여 평가실험을 실시하였다. Fig. 12는 기존 구조 및 개선 머플러를 고효율 압축기에 적용할 경우에 시간에 따른 소음 측정 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 보듯이 개선 구조의 머플러를 적용할 경우에 이상소음이 사라진다. 또한, 대체 냉매 압축기에 개선 머플러를 적용하였을 경우에 결과가 Fig. 13인데, 500 Hz는 10 dB(A) 이상, 전체적으로는 3~4 dB(A)의 소음 저감 효과가 있었다.

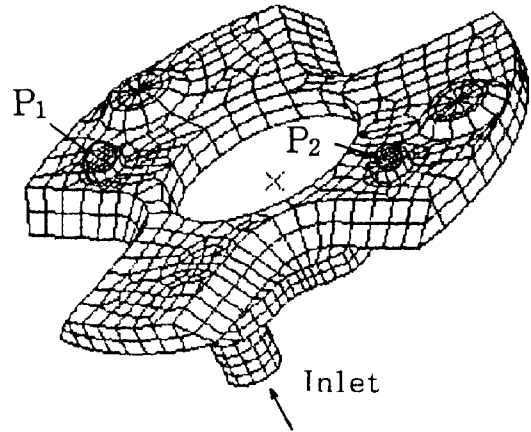


Fig. 16 Finite element model of discharge muffler

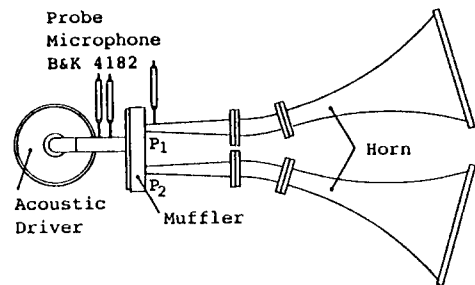


Fig. 17 Experimental setup for TL of rotary compressor

## 5. 로타리식 압축기 소음저감 연구

### 5.1 소음 특성

로타리식 압축기에 사용되는 토출 머플러의 형상은 Fig. 14와 같다. 이 토출 머플러는 냉매가스의 토출시 실린더 내부 압축실에서 발생하는 압력맥동과 토출밸브 진동에 의한 소음을 감쇠시키는 것을 주목적으로 설계되었다. 머플러 내부의 압력 맥동 측정 실험에 의하면 1.3 kHz 미만의 성분이 지배적이다. (Fig. 15)

### 5.2 해석 및 실험

기존 로타리식 압축기 토출 머플러의 내부 공간을 유한요소모델로 나타내면 Fig. 16과 같다. 이 머플러의 특징은 하나의 입구와 2개의 출구(Fig. 16의  $P_1$ ,  $P_2$ )를 갖는데, 투과손실 해석은 이 두개의 출구에서 구한다. 또한, 이와같은 다채널 출구를 갖는 구조에 대해서도 본 해석이 타당한가를 알아보기 위해 실험을 실시하여 비교하였다. 실험 장치도는 Fig. 17에

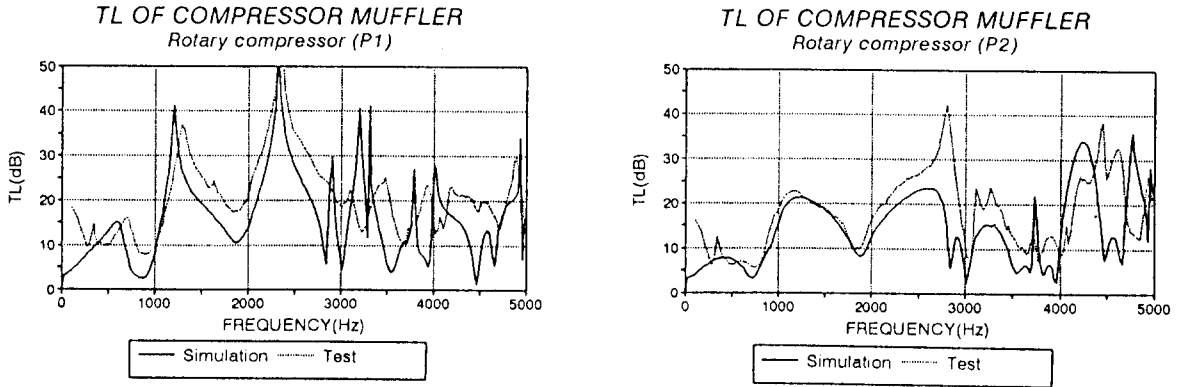


Fig. 18 TL comparison of test & the new method

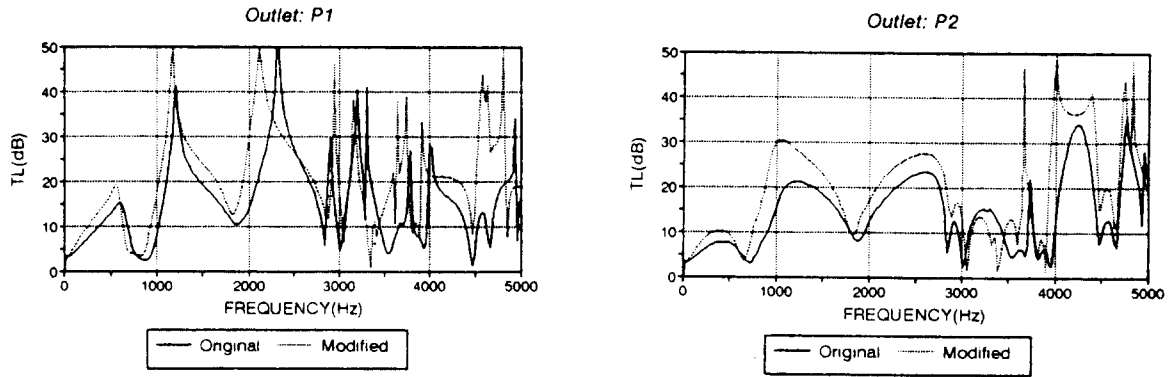


Fig. 19 TL of modified muffler

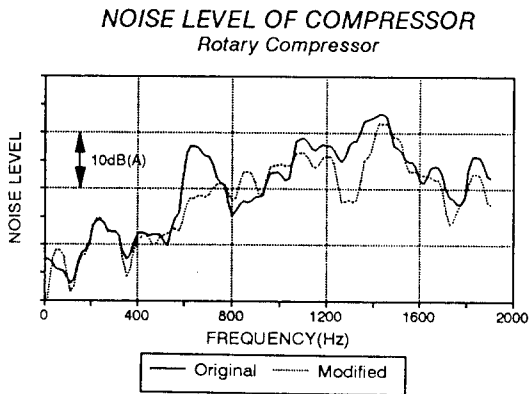


Fig. 20 Noise level of modified compressor

나타냈다. 해석 및 실험 결과를 Fig. 18에 나타냈다. 그림에서 보듯이 약 2500 Hz이하의 주파수 영역에서 실험과 해석이 비교적 잘 일치한다.

### 5.3 머플러 구조개선

로타리식 압축기 머플러의 경우는 조립공정과 공간 제약 때문에 그 기본 형태를 많이 바꿀 수 없는 단점이 있다. 이러한 제약 때문에 최종적으로 선택한 개선은 머플러의 높이 증가로 인한 머플러 내부의 체적 증가를 증가시키는 방법이다. 채택된 머플러 각 토출구( $P_1$ ,  $P_2$ )의 투과손실 결과를 기존구조와 비교하여 Fig. 19에 나타냈다. 그림에서 보듯이 거의 전 주파수에 걸쳐 투과손실이 증가되었다. 개선된 머플러를 압축기에 장착하고, 소음을 측정하여 Fig. 20에 나타냈다. 개선 구조시의 소음이 기존 구조 적용시에 비해서 전체적으로 300~1300 Hz 구간에서 2 dB(A) 정도 저감되었다.

## 6. 결 론

상용 구조해석용 소프트웨어를 이용하여 머플러의 음향학적 삽입손실을 구하는 방법을 제시하였다. 본

논문에서 제시된 방법은 단순한 머플러 구조에 대해서 실험 및 이론과 잘 일치하였고, 복잡하고, 다 출력의 입구와 출구를 갖는 구조의 머플러에 대해서도 실험과 잘 일치하였다.

### 참고 문헌

- (1) Wrence E. Kinsler, Austin R. Frey, Alan B. Coppens, James V. Sanders, 1982, Fundamentals of Acoustics, Third Edition, Wiley, New York.
- (2) Cheng-I James Young, Malcolm J. Crocker, 1975. "Prediction of Transmission Loss in Muffler by the Finite-Element Method.", J. Acoust Soc. Am., Vol. 57, No. 1, pp. 144~148.
- (3) M. L. Munjal, 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, Wiley, New York.
- (4) A. F. Seybert, 1988, "Two-Sensor Methods for the Measurements of Sound intensity and Acoustical Properties in Duct.", J. Acoust, Soc., Am., 83, pp. 2233~2239.
- (5) 김양한, 강성우, 1991, "두 개의 음향탐촉자를 이용한 소음기의 투과손실 측정과 오차 해석" 한국소음진동학회 추계학술대회 논문집, pp. 85~90.
- (6) 1983, MSC/NASTRAN Handbook for Dynamic Analysis Version 63, the MSC, L. A.
- (7) 1990, MSC/NASTRAN Dynamics Seminar Notes, the MSC.