

# 압축기용 흡입머플러의 성능개선에 관한 연구

정경훈\*, 이은영\*, 김우영\*\*, 이유엽\*\*\*, 황원걸\*\*\*, 김병현\*\*\*\*

## A Study on Improvement of Efficiency of Suction Muffler for Compressor

Kyung-Hun Jung\*, Eun-Young Lee\*, Woo-Young Kim\*\*, You-Yub Lee\*\*\*, Won-Gul Hwang\*\*\*, and Byung-Hyun Kim\*\*\*\*

### ABSTRACT

The design of suction muffler for compressor aims to achieve a maximum noise reduction and a minimum pressure loss. Until now, the design process has been performed experimentally rather than theoretically. In this paper, to achieve the maximum noise reduction and minimum pressure loss, we studied the effect of the shape and volume of the expansion tube of the muffler on TL and pressure drop. We made an extensive use of computer program such as SYSNOISE, FLUENT, and STAR-CD to calculate the TL and pressure distribution of suction muffler. The design of the muffler is optimized with respect to flow loss and TL. Experiments are performed to check the result of design change, which proves satisfactory results. It is expected that this process can reduce time to design a muffler in the fields.

**Key Words :** Compressor(압축기), Suction Muffler(흡입머플러), Flow loss(유동손실), Transmission loss(투과손실)

### 1. 서론

압축기는 피스톤의 왕복운동으로 냉매를 압축, 유동시키며 이 운동특성에 의해 압축기 관내 냉매의 백동흐름과 냉매흡입시 흡입소음이 발생하는데, 압축기의 흡입 머플러는 흡입과정에서 발생하는 흡입소음을 저감시키는 반면에, 유체의 유동손실을 유발함으로써 압축기의 성능을 악화시킨다. 지금까지의 압축기 소음저감에 대해서 살펴보면, 압축기의 내부 공간에 의해서 발생하는 소음, 부품간의 충돌이나 습동에 기인한 소음에 대해서는 Sano<sup>(2)</sup>가 구체적으로 논하고 있다.

압축기 흡입머플러 설계는 최대의 소음저감과 최소의 유동손실을 얻을 수 있는 형상이 되어야 하며, 지금까지의 설계는 성능평가와 투과손실의 실험적인 평가에 의존하여 왔다. 본 논문에서는 앞서 말한 최대 소음저감과 최소 유동손실의 목적을 달성하기 위해 머플러 주요 설계인자인 확장관의 형상과 체적, 그리고 공명기의 중심주파수와 부착방법, 특정 주파수의 소음저감을 위한 확장관 내부에 설치된 유로 등에 대해 소음과 유동에 대한 해석결과와 물리적 현상 사이의 상관성을 규명하여 머플러의 유동손실과 투과손실을 예측해서 최적의 머플러를 설계하며 이를 바탕으로 실제 실험을 수행함으로써 소음저감의 목적을 달성하고자

2001년 9월 15일 접수

\* 전남대학교 대학원

\*\* 조선대학교

\*\*\* 전남대학교

\*\*\*\* 삼성광주전자

한다. 이러한 목적을 위해 개발된 머플러 설계 프로그램(SMD : Suction Muffler Design)은 머플러의 구조를 윈도우즈의 대화창에서 입력 받아 자동으로 I-DEAS 상에서 메쉬의 노드점 데이터를 계산해서 유한요소모델을 용이하게 도출할 수 있도록 하였다. 또한 프로그램을 사용자가 용이하게 이용할 수 있도록 윈도우환경하에서 동작하는 GUI 기반 시스템으로 하였고, 음향 해석과 유동해석에 SYSNOISE, FLUENT 및 STAR-CD 와 같은 기존의 상용 S/W 들과 연관시켜 효율적인 해석을 수행함으로써 개발 기간을 단축하는데 기여하고자 한다. 그리고 흡입머플러 변경에 대한 개선여부를 확인하고자 압축기 외부 소음과 성능 실험을 수행한다.

## 2. 소음 및 유동해석

본 논문에서의 소음해석은 평면파 음향관 해석이론에 의한 투과손실(TL) 계산법에 의해 이루어졌고, SYSNOISE 를 이용하여 해석하였으며, 유동손실은 해석 프로그램인 FLUENT 와 STAR-CD 를 이용하여 예측하였다. 이를 바탕으로 최적의 머플러를 설계하며, 실제 머플러 투과손실, 압축기 외부소음, 그리고 성능 측정을 수행함으로써 소음 저감의 목적을 달성하고자 한다.

### 2.1 투과손실

그림 2.1 과 같은 머플러는 입·출구의 직경이 관심주파수 영역의 파장길이에 비해 충분히 작다면 평면파로 가정할 수 있으며, 사단자정수로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} P_n \\ V_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ V_1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서 P 와 V 는 음압과 체적속도를 뜻하며 첨자 n 과 1 은 입구와 출구,  $\rho_a$  는 유동매질의 밀도, 그리고 c 는 음속을 나타낸다.

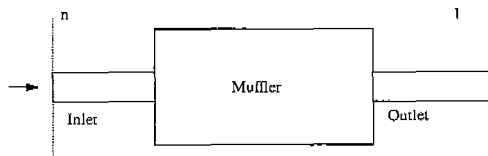


Fig. 2.1 Muffler

머플러의 양단에서 반향되는 투과음파가 없는 상태를 가정할 때 투과손실은 아래와 같이 구할 수 있다.<sup>(3)</sup>

$$TL = 20 \log_{10} \left( \frac{1}{2} \left[ A_{11} + \frac{A_{11}}{\rho c} + A_{21} \rho c + A_{22} \right] \right) \quad (2)$$

### 2.2 유동해석

유동해석에서는 머플러의 속도 및 압력 분포를 비교한다. 머플러 내에 특정주파수 감소를 위해 설치되어 있는 공명기의 크기 및 공명기로 유동을 유도하는 간극 부분의 치수 등에 따라 공명기 내부에서 발생하는 난류의 형태와 압력분포가 결정되는데 공명기 내에서 발생한 난류 성분은 유동에 의한 소음에너지를 난류에너지로 바꾸어 준다고 볼 수 있으므로 난류 분포가 넓은 영역에서 고른 형상을 갖는 머플러가 유동측면과 소음측면에서 유리하다. 그리고 출구단에서 발생하는 압력강하가 클수록 압축기 성능이 나빠진다고 볼 수 있는데, 입구단의 오리피스 형태, 배플의 홀 크기, 공명기와 간극에서 발생한 유동 저항을 줄이는 형태로 설계 변경을 시도하여 각 설계 변수의 변화에 따라 출구단의 압력 강하를 비교 고찰한다.

머플러의 해석 유동장은 3 차원, 정상상태, 비압축성 난류유동으로 가정하였고, 벽면 경계와 머플러내의 유동경로 파이프에 대해서는 벽 법칙을 적용하고 열전달은 고려하지 않았다. 유동해석을 통해 얻은 냉매의 속도장을 이용하여, 다음과 같이 난류에너지를 계산할 수 있다.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{U_1}^2 + \overline{U_2}^2 + \overline{U_3}^2) \quad (3)$$

소음은 입자속도에 비례하는데 고체음의 경우 입자속도의 3 승에서 6 승의 범위에서 비례하고, 유체소음의 경우 입자속도의 6 승에서 9 승사이에서 비례한다. 두 요소 모두 속도에 매우 민감한 비례관계를 보이므로 난류의 소음발생 가능성을 난류에너지로써 평가할 수 있다. 이는 위식에서 나타낸 바와 같이 난류에너지는 유동 해석장 내에서 난류입자가 가지고 있는 전방향 속도 성분으로 나타나기 때문이다. 이러한 측면에서 난류에서의 소음특성이나 형상은 난류에너지의 분포로 어느

정도 예측이 가능하다. 또한 STAR-CD 에서 압력 분포와 냉매 입자의 경로 추정을 고찰하여 유동손실을 예측할 수 있고 입·출구 단면의 속도 분포를 비교하여 난류에너지 소모와 소음에 대한 기여 정도를 예측할 수 있으며, 또한 입·출구 단면의 압력강하를 고찰하여 효율 저감을 예측할 수 있다.

### 2.3 머플러 설계관리 시스템

머플러 설계 관리 프로그램(SMD : Suction Muffler Design)은 PC 를 제품의 디자인 및 해석을 위한 기본 플랫폼으로 하고, 이러한 PC 들을 워크스테이션과 같은 고성능 컴퓨터에 인터넷을 backbone 으로 연결해서 하나의 가상적인 제품설계 시스템을 구축하고, 이 시스템에서 동작하는 원격 해석 기능 및 GUI(Graphic User Interface)환경을 이용한 상호 인터페이스 모듈을 갖춘 소프트웨어이다. 그림 2.2 는 SMD 프로그램의 흐름도이다.

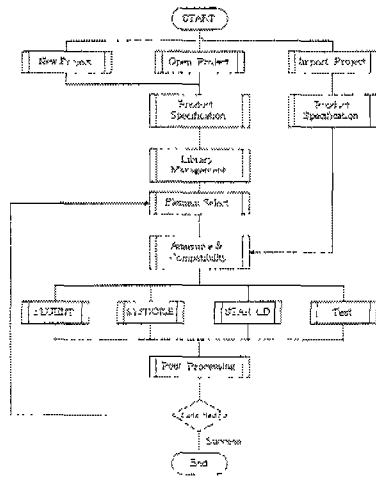


Fig. 2.2 Flow chart of SMD program

SMD 는 프로젝트에 대한 작업 단위별 관리가 가능하며, 머플러의 각 요소들에 대한 라이브러리 관리를 통하여 표준화를 도모하였다. SMD 에서는 라이브러리의 부품들을 선택하여 3 차원 모델링 소스작업을 위한 I-DEAS 의 배치작업 파일을 생성하여 하나의 모델로 일괄처리 하고 작업의 결과인 메쉬데이터를 해석 전용 프로세서인 SYSNOISE, FLUENT, 그리고 SRAR-CD 와 연계하여 작업한다. SYSNOISE 의 해석 결과인 ASCII 형태의 투과손실(TL)파일을 받아들이며, 디스플레이 장치 또는 윈도우의 표준출력 파일인 윈도우 메타파일을 출력하

여 문서를 작성할 수 있게 하였다. SMD 프로그램은 머플러의 설계시점에서부터 사용자의 최종결정에 이르는 일련의 과정을 작업 순서에 따라 진행되어지는 트리형식의 메뉴를 채택함으로써 작업의 편리성을 도모하였다.

### 3. 머플러 형상변경

고효율 왕복동식 압축기를 적용한 냉장고에 있어서, 냉기동 후 소음이 증가되었다가 감소하는 이상소음 현상과, 냉매가 흡입머플러의 흡입구를 지나 격벽과 공명기, 본체, 그리고 토출구를 지나면서 발생하는 소음, 즉 500~600Hz 영역에서 소음의 문제점이 발생하여 이에 대한 문제점을 해결하고자 한다.

#### 3.1 머플러의 형상변화에 따른 특성

배압은 머플러 출구측에 발생하는데 그 영향은 가능하면 최소화하여야 하며, 이는 토출 시 냉매의 흐름을 방해하고 머플러 토출구에서 음을 방사시키는 주요한 원인이 되기 때문이다. 토출구의 배압이 높으면 손실이 크게 발생하므로 토출구의 위치를 최적화하여 배압을 조절하여야 한다.<sup>(1)</sup> 냉매가 평균유속을 가지고 있는 상태를 유지하고 토출되는 시점에서 난류에너지를 적게 가질 수 있고 즉, 관성모멘트를 머플러 내부에서 충분히 소모한 후 토출된다면 성능이 좋은 머플러를 얻을 수 있다.<sup>(9-12)</sup> 이러한 특성을 고려하여 현머플러의 유동특성을 개선하기 위하여 현모델의 형상을 변경하였다. 먼저 그림 3.1 과 같이 머플러 모델의 외곽 치수는 압축기 내부의 장착공간을 고려하여 변경하지 않았으며, 현모델에서는 배플의 격벽으로 커버와 본체를 분리 시켰으나, 모델 1 은 배플의 격벽을 제거하였고, 배플로 흘러들어가는 냉매의 양을 증가시키기 위하여 전체 체적을 증가시켰으며, 배플과 베이스의 접합부에 유동 가이드를 추가하여 베이스와 배플을 연결시켰다. 이와 같이 형상 변경한 모델 1 에 대하여 유동해석을 해본 결과 그림 3.2 와 같이 배플과 베이스 부분으로 흘러 들어가는 냉매의 흐름이 개선되었음을 알 수 있었다.

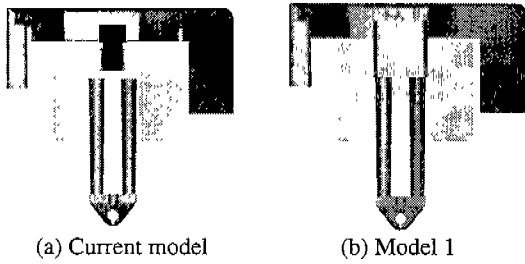


Fig. 3.1 Structure of the current model and model 1

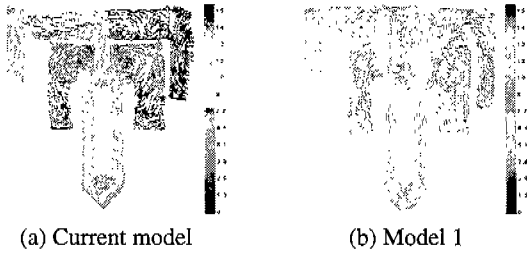


Fig. 3.2 Velocity distributions of the current model and model 1

냉매의 흐름이 개선된 모델 1의 형상을 추가 유동흐름 개선과 소음저감의 목적으로 그림 3.3(b)와 같이 변경하였다. 변경된 모델의 특징을 살펴보면 커버의 유동체적은 증가시키고 본체의 체적은 감소시켜 전체 체적의 비율은 동등하게 하였으며, 커버형상에 노즐을 추가 시켰고, 배플의 길이를 줄이고 벤츄리를 추가 시켜 냉매의 흐름을 원활하게 하였다. 모델 2에 대하여 소음해석 결과 그림 3.4와 같이 현모델과 모델 1에 비하여 관심주파수인 500~600Hz에서 소음성능이 개선됨을 알 수 있었고, 유동특성도 모델 1에 비해 개선될 것으로 사료된다.

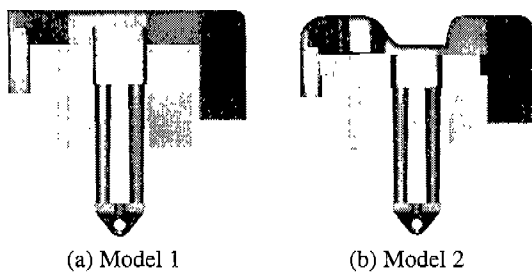


Fig. 3.3 Structure of model 1 and model 2

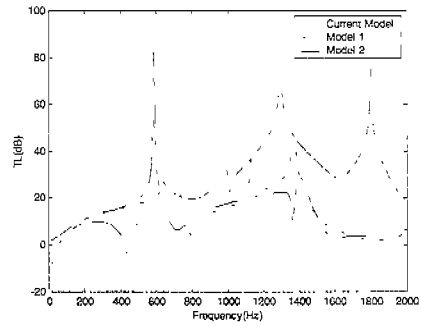


Fig. 3.4 TL of the current model, model 1, and model 2

### 3.2 민감도 해석

모델 2의 형상변화에 따른 특성을 정확하게 파악하고자 노즐, 벤츄리 및 간극의 형상을 변화시켜 그에 대한 특성을 파악하였다. 첫째로 노즐 폭, 길이, 그리고 각도를 변화시켜 특성을 파악하였지만, 전영역에 걸쳐 변화가 거의 일어나지 않았으며, 벤츄리의 각도를 변화시킴으로써 그에 대한 특성을 파악한 결과 고주파 영역에서 약간의 소음감소 특성을 보였을 뿐 그 외 영역에서는 큰 변화가 없었다. 마지막으로 그림 3.5에 나타난 간극을 변화시키면서 특성을 파악하였는데, 관심주파수인 500~600Hz 영역이 개선됨을 파악하였다. 이에 간극 변화에 따른 민감도 해석을 수행함으로써 최적의 모델을 선택하고자 한다.

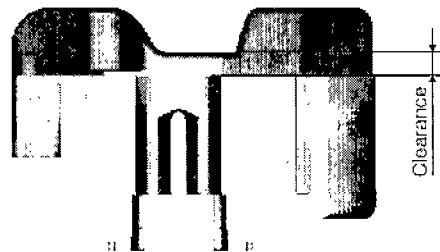
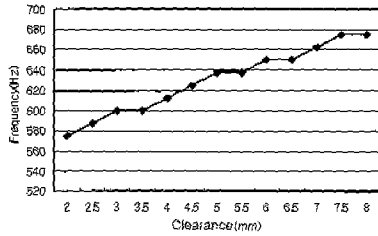


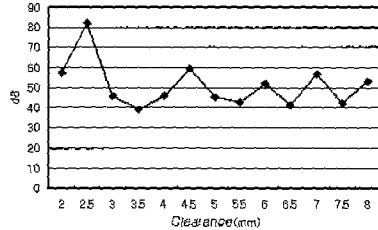
Fig. 3.5 Clearance between cover and body

그림 3.6 (a)는 간극이 변함에 따른 500~700Hz 영역에서의 TL 피크주파수 위치를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 관심영역인 500~600Hz에서의 피크가 생기는 것은 간극이 2~3mm 일 때이며, 그림 (b)에서 알 수 있는 바와 같이 간극이

2.5mm 일 때, 가장 큰 TL 값을 나타내고 있는 것을 알 수 있다.



(a) Position of peak frequency



(b) TL value at the peak frequency

Fig. 3.6 Variation of peak frequency and TL value according to clearance variation (Low frequency range)

그리고 간극이 변하면서 “TL 곡선이 차지하는 전체 면적”을 계산함으로써 TL 성능을 파악하고자 하였는데, 먼저 소음을 튜닝하고자 하는 관심 영역은 500~600Hz 영역이므로 TL 곡선이 차지하는 면적을 계산하여 그림 3.7에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 TL 곡선이 차지하는 전체 면적은 간극이 2.5mm 일 때가 가장 크게 나타났다. 또한 앞에서도 보았듯이 간극이 2.5mm 일 때 500~600Hz 영역에서 피크 값이 가장 큰 것을 감안하면 간극을 2.5mm 로 설정하는 것이 타당하리라 사료된다.

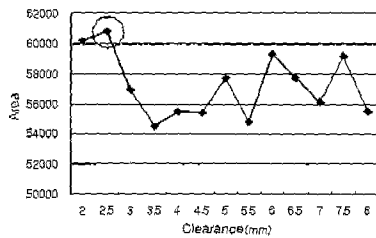
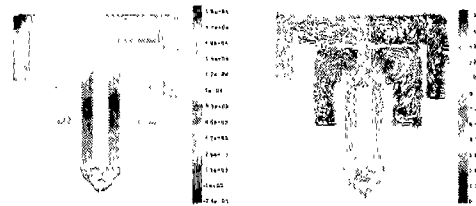


Fig. 3.7 Area below TL curve as a function of clearance

### 3.3 유동해석

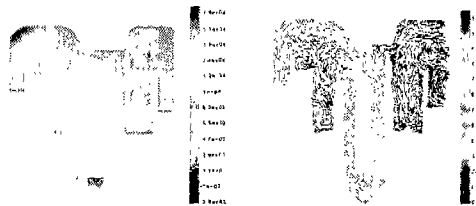
유동해석은 정상상태로 해석하였으며 출구의 조건을 대기압, 입구조건을 속도로 하였고 유동을 3 차원 정상상태, 비압축성 난류 유동을 가정하여 “standard  $\kappa-\epsilon$ ” 모델로 하여 FLUENT 을 이용하여 해석하였다.

그림 3.8 과 3.9 는 현모델과 모델 2 의 유동해석 결과인데, 머플러내의 유동흐름이 현모델에 비해 커브에 노즐과 벤츄리플을 추가하고 간극이 2.5mm 인 모델 2 가 유동 흐름이 원활함을 볼 수 있고, 입·출구 압력차는 현모델의 경우 16807Pa 인 반면에, 후자의 경우는 12413Pa 로 압력차이가 줄어 전체적인 성능을 향상시킬 것으로 사료된다.



(a) Pressure distribution (b) Velocity distribution

Fig. 3.8 Pressure and velocity distributions of current model



(a) Pressure distribution (b) Velocity distribution

Fig. 3.9 Pressure and velocity distributions of model 2

### 3.4 실험

#### 3.4.1 머플러의 투과손실 측정

현머플러 및 설계변경된 머플러의 개선여부를 실험으로 확인하기 위해 투과손실(TL), 압축기 성능 및 외부소음을 각각 측정한다. 그림 3.10 은 머플러의 소음 성능, 즉, TL 을 측정하기 위한 장치로서 신호발생기에서 만들어진 노이즈 신호가 증폭기에서 증폭되어 드라이버 유닛에서 음파를 발생시키며, 입·출력간의 음을 마이크로 폰을 이용하여 측정한 후 다음과 같은 방법에 의해 TL 을

구한다.

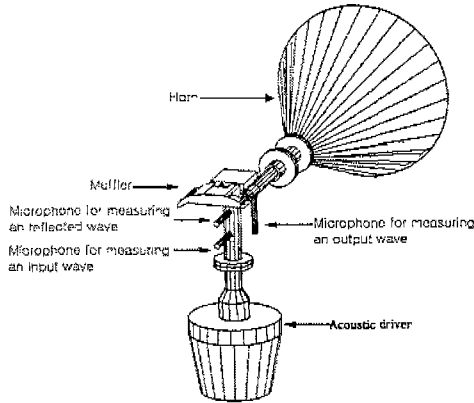


Fig. 3.10 Measuring equipment for transmission loss

일반적으로 투과손실은 아래식과 같이 머플러에 입사된 음향파워레벨(PWL:Sound Power Level)에서 하류측에 전달된 PWL 을 뺀 값으로 정의된다.

$$TL = 20 \log_{10} \left| \frac{A}{C} \right| \quad (4)$$

여기서 A 와 C 는 입구관과 출구관에서 유파의 전진 성분을 나타낸다. 실제 실험에 있어서 출구단의 경우 무반향단의 설치로 전진파 C 성분만 측정할 수 있으나 입구단의 경우 전진성분 A 와 후진 성분 B 가 함께 측정됨으로써 투과손실의 정의에 어긋난 결과값을 얻게 된다. 따라서 입구단에서의 전진성분만을 구하기 위해서 두 음향탐촉자 임피던스법(Two-microphone impedance method)을 사용하였다.<sup>(5-8)</sup>

$$TL = 10 \log \frac{S_{AA}(f)}{S_{CC}(f)} \quad (5)$$

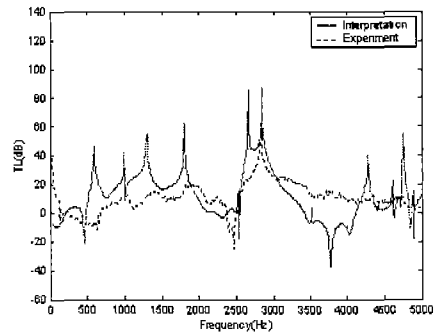
여기서  $S_{AA}$  는 머플러 입구 음파의 압력 파워 스펙트럼으로 아래식과 같고,

$$S_{AA} = [S_{11} + S_{22} - 2C_{12} \cos(kL) + 2Q_{12} \sin(kL)] / 4 \sin^2(kL) \quad (6)$$

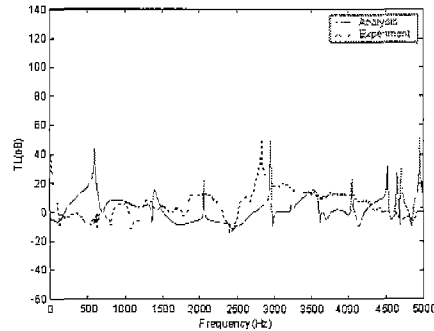
$S_{11}$  과  $S_{22}$  는 자기상관 스펙트럼,  $C_{12}$  와  $Q_{12}$  는 각

각 크로스 스펙트럼의 실수부와 허수부,  $k$  는 파수 즉,  $\omega/c$  로 표시하며,  $\omega$  와  $c$  는 각각 각속도와 음속을 나타낸다. 그리고  $S_{CC}$  는 머플러 출구 음파의 출력 파워 스펙트럼을 측정한 값이다.

그림 3.11 은 현모델과 간극이 2.5mm 인 모델의 실험과 해석에 대한 투과손실(TL)을 비교하였는데, 각 모델에 대한 결과는 어느 정도 차이가 있으나, 전반적인 경향은 비슷함을 확인하였다. 압축기에 사용되는 실제 냉매(R-134a)의 물성치는 음속은 170 m/s, 밀도는 1.225 kg/m<sup>3</sup> 이다.



(a) Current model



(b) Model 2

Fig. 3.11 Comparison of TL of experiment and analysis for the current model and model 2

그림 3.12 에서 보듯이 모델 2 가 현모델에 비해 관심주파수 영역인 500~600Hz 대역에서 TL 값이 상승하였고, 이는 실제 압축기에 머플러를 장착하여 소음을 측정하면 저주파영역에서 소음이 저감 될 것이라고 판단된다.

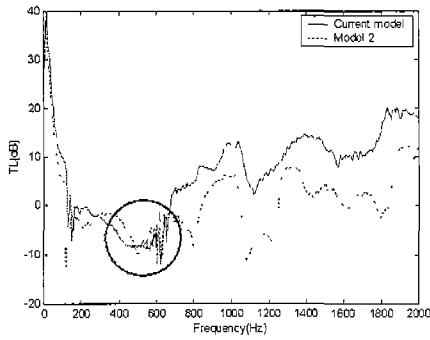


Fig. 3.12 Comparison of TL of the current model and model 2

### 3.4.2 압축기 외부소음 측정

모델 2 를 제작하여 압축기에 장착하고, 압축기를 가동시켜 외부 소음과 성능을 측정하였다. 그림 3.13 은 모델 2 의 외부소음을 1/3 옥타브밴드로 나타낸 결과이며, 결과에서 보듯이 현모델에 비해 630Hz 대역에서 5dB 정도 소음이 감소하였으며, 이는 모델 2 가 저주파 영역에서 우수한 성능을 나타내고 있음을 알 수 있다. 그리고 성능 측면에서도 현모델보다 냉력은 6.29% 상승하였으며, 효율(E.E.R)은 5.4% 상승하였다.

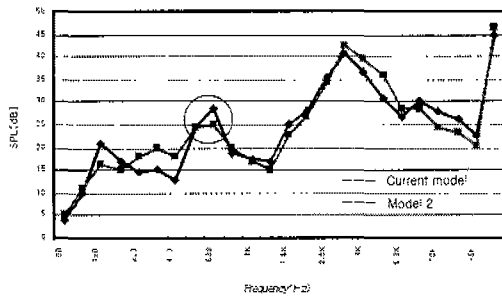


Fig. 3.13 External noise of compressor with the current model and model 2

## 4. 결론

머플러의 형상변화에 따른 투과손실 및 유동손실에 대한 해석과 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 머플러의 형상을 변화시켜 유동 및 투과손실 해석을 수행하여 기본적인 설계 변수에 대한 각각

의 머플러 요소의 특성을 파악하였다.

(2) 모델 2 는 투과 손실 측면에서 1KHz 미만 영역에서 효과가 있었으며, 실제 장착하여 외부 소음 측정시 관심 주파수(630Hz)에서 약 5dB 정도 감소함을 알 수 있었다.

(3) 압축기에 장착하여 실험한 결과 현모델보다 냉력은 모델 2 가 6.29% 상승하였으며, 효율(E.E.R)은 5.4% 상승하였다.

(4) 압축기에 사용되는 흡입머플러 설계에 필요한 머플러 설계 관리 프로그램 (SMD)을 개발함으로써 설계 기간의 단축을 기할 수 있게 되었고, SMD 는 PC 를 제품의 디자인 및 해석을 위한 기본 플랫폼으로 하고, 워크스테이션과 같은 고성능 컴퓨터에 인터넷을 통해 연결해서 하나의 가상적인 제품설계 시스템을 구축할 수 있도록 하였다.

## 후 기

이 논문은 2001 년도 두뇌한국 21 사업과 삼성광주전자(주) 산학연구비에 의하여 지원되었음.

## 참고문헌

1. 오상경, 모진용, 허만선, “복잡한 형상의 머플러 음향특성 해석 및 개선에 관한 연구,” 한국소음진동공학회지, 제 6 권, 제 6 호, pp. 755-762, 1996.
2. Sano, K., “Analysis of Hermetic Rolling Piston Compressor Noise and Counter Measurements,” Proc. of 1984 International Compressor Conference at Purdue, pp. 242-250, 1984.
3. Munjal, M.L., Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons Inc, 1987.
4. Tang, P.K. and Sirignato, W.A., “Theory of Generalized Helmholtz Resonator,” JSV Vol. 26, No. 2, pp. 247-262, 1973.
5. 강성우, 김양한, “두개의 음향탐촉자를 이용한 소음기의 투과손실 측정과 오차해석,” 한국소음진동공학회지, 제 2 권, 제 3 호, pp. 181-192, 1992.
6. Seybert, A.F., “Two-Sensor Methods for the Measurements of Sound Intensity and Acoustic

- Properties in Duct,” J. Acoust. Soc. Am., 83, pp. 2233-2239, 1988.
7. Boden, H. and Abom, M., “Influence of Errors in the Two-Microphone. Method for Measuring Acoustic Properties in Ducts,” J. Acoust. Soc. Am., 79, pp. 541-549, 1986.
  8. Abom, M. and Boden, H., “Error Analysis of Two-Microphone Measurements in Ducts with Flow,” J. Acoust. Soc. Am., 83, pp. 2429-2438, 1988.
  9. Kinsler, L.E., Frey, A.R., Coppens, A.B., and Sanders, J.V., Fundamentals of Acoustics, John Wiley & Sons, Third Edition, 1982.
  10. Hamilton, J.F., Measurement and Control of Compressor Noise, Purdue University, 1988.
  11. Bokil, B.V. and Shirahatti, U.S., “A Technique for Modal Analysis of Sound- Structure Interaction Problem,” J. Sound and Vibration, 173, pp. 23-41, 1994.
  12. Nonaka, R., Suda, A., and Matsumoto, K., “Noise Reduction on Inverter Driven Two-Cylinder Rotary Compressor,” International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 2, pp. 341-350, 1992.