

〈논 문〉

## 경계요소법을 이용한 터보냉동기 덕트의 내부 음향장 해석

### An Analysis of Acoustic Field for Turbo Chiller Discharge Duct by Using Boundary Element Method

전 완 호\* · 이 준 근\* · 정 필 중\*\*

Wan Ho Jeon, Joon Keun Lee and Phil-Joong Chung

(2000년 5월 30일 접수 : 2000년 11월 13일 심사완료)

**Key Words:** Centrifugal Compressor(원심압축기), Turbo Chiller(터보냉동기), Aeroacoustics(공력음향학), Acoustic Field(음향장), BEM(경계요소법), Impedance Boundary Condition(임피던스 경계조건)

#### ABSTRACT

The turbo chiller uses centrifugal compressor, which operates at about 14,500 rpm. Due to the high rpm of the impeller, the noise of chiller makes one of the serious problems. The possibility of the sound reduction by using absorbing material is studied in this paper. The generated sound propagates through the duct and then radiates to the outer field. So, the use of sound absorption material inside the duct is one of the effective methods. To study the effect of location of the material, we use Boundary Element Method to analyze the sound field inside the duct system. Numerical study shows the highest sound pressure region is near the elbow of curved duct. From the numerical study, it is also shown that appropriate use of sound absorbing material at this region makes 8dB reduction of the highest noise level.

#### 1. 서 론

터보냉동기는 사용의 용이성과 뛰어난 제어성 때문에 일반 공조용으로 많이 사용하고 있는 제품이다. 특히, 정확한 온도 제어가 필요한 섬유, 제약, 정밀화학 공장들과 안정성이 절대적으로 요구되는 원자력 발전소에서 필수적으로 사용되고 있다. 국내에서는 전기 수급 사정상 전기를 많이 소모하는 압축식 냉동기보다 전기를 사용하지 않는 흡수식 냉동기 사용이 권장되고 있으나 세계 시장 전체를 두고 볼 때 압축식 터보냉동기가 주류를 이루고 있다<sup>(1)</sup>. 이러한 터보냉동기의 경우 원심압축기 설계가 핵심인데 압축기의 크기가 작아지고 많은 일을 요구하므로 고속화되고 있는 실정이다. 이런 압축기의 고속화로 발생하는 가장 큰 문제는 소음이다. 일반적으

로 유체기계에서 발생하는 음향파워는 이극특성으로 임펠러의 회전속도의 6승에 비례한다<sup>(2,3)</sup>. 즉, 회전각속도가 2배 증가하게 되면 음향파워는 2의 6승 배인 64배가 증가하게 되는 것이다. 그렇기 때문에 고속화 터보냉동기의 가장 큰 문제점 중 하나가 100 dB 가까이 발생하는 소음이다.

이러한 터보냉동기의 가장 큰 소음원인 압축기 소음은 공력소음(유체에 의해서 발생하는 소음)이기 때문에 소음원을 줄이는 것은 압축기의 성능과 관련되는 아주 어려운 문제이다. 이런 경우에는 소음원에 대한 제어보다는 소음의 전달 경로에 대한 제어를 많이 수행한다. 소음을 저감시키거나 제어하는 방법은 수동적인 방법과 능동적인 방법(Active Noise Control)이 있다. 대부분의 경우 소음문제는 수동적인 방법인 흡차음재를 이용한 방법으로 해결하고 있다. 그러나, 과도한 흡차음재의 사용은 원가의 상승과 외관상 보기 안 좋다는 단점이 있다. 그래서 덕트 내부에 흡차음재 처리를 하거나, 소음기(silencer)를 설치하는 방법이 필요하다.

냉동기의 경우 소음원인 압축기는 외부와 격리되어 하나의

\* 정회원, LG전선 기계연구소

\*\* LG전선 기계연구소

단한 루프를 이루면서 작동하기 때문에 소음이 외부로 바로 방사하지 않는다. 압축기에서 발생한 소음은 덕트를 따라서 계속 전파하다가 덕트 내부에 음압이 많이 걸리고 투과손실이 적은 구조물을 통해서 외부로 방사하는 것이다. 그러므로 효과적인 저소음화 기법을 위해서는 냉동기의 덕트 시스템 중 내부에 음압이 많이 걸리는 부분을 찾아내서 흡차음 처리를 하는 것이 효과적이다.

본 논문은 위와 같은 문제를 해결하고 저소음 냉동기를 만들기 위한 기초연구로 냉동기에 대한 소음실험으로 소음원을 확인하고, 소음이 외부로 많이 투과되는 부분을 찾으며, 찾은 부분에 대한 음향 해석을 수행하는 것을 목적으로 한다. 이런 해석을 통해서 덕트의 어느 부분에 음압이 많이 걸리는가를 확인하고, 그 부분에 흡음재를 부착하였을 경우 어느만큼의 효과가 발생하는가 하는 것을 수치기법을 통해서 확인하고자 한다. 이를 위해서 음향장 해석에 많이 사용되는 경계요소법(BEM : Boundary Element Method)을 수치해석에 사용하였다. 이 수치기법은 음향장 해석에 사용되는 기법으로 많은 연구가 되어왔다<sup>(4~6)</sup>. 수치해석은 소음원인 압축기에서 발생한 소음이 전달되다가 외부로 방사되는 주 경로인 굽은 덕트에 대해서만 수행하였다. 음원은 덕트의 입구쪽 벽면의 진동으로 가정하여 사용하였다. 해석된 주파수는 냉동기의 실험을 통해서 확인된 가장 큰 소음인 BPF(Blade Passage Frequency)를 사용하였다.

## 2. 본 론

### 2.1 압축기 발생 소음의 측정

연구에 사용된 압축기는 터보냉동기에 부착된 압축기로 형상은 Fig. 1과 Fig. 2와 같다. Fig. 1에서 A표시가 있는 것이 원심형 압축기이고, 압축기에서 나온 덕트(B)가 연결되는 부분이 응축기(condenser)이며 그 반대 부분이 증발기(evaporator)이다. 압축기는 Fig. 2에 있는 것과 같은 3차원 원심형 임펠러에 의해서 작동된다. 임펠러 앞부분에는 입구 안내깃(IGV : Inlet Guide Vane)이 있고, 뒷부분에는 디퓨저가 있다. 임펠러는 입구부분에 11개의 깃을 가지고 있고, 출구부분에는 22개의 깃을 가지고 있는 splitter형태이다. 또한, 입구 안내깃의 개수는 7개이고 디퓨저의 날개 수는 13이다<sup>(1)</sup>. 냉동기의 전체적으로 볼 때 소음원은 압축기이며 특히 임펠러와 입구 안내깃 그리고 디퓨저의 상호작용에 의한 토온소음이 지배적일 것으로 추정할 수 있다. 이러한 소음은 임펠러에서 발생한 소음이 케이싱을 따라서 덕트로 전파되게 된다. 이때 덕트의 취약 부분에서 외부로 방사하게 되는 것이다. 덕트의 연결을 살펴보면 유동을 응축기로 보내기 위해서 90도로 꺾어진 elbow 덕트가 존재하고 직관을 통해서 응축기로 연결되고 있다.

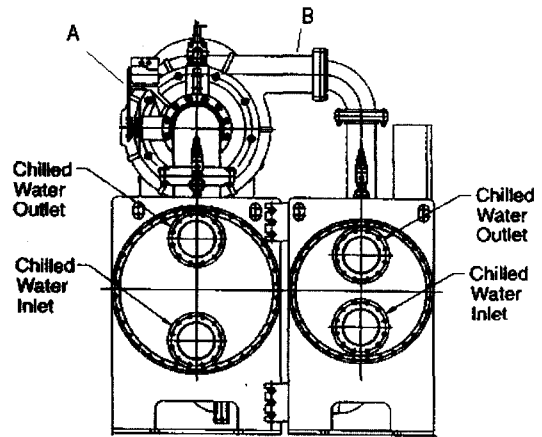


Fig. 1 Outer configuration of turbo chiller

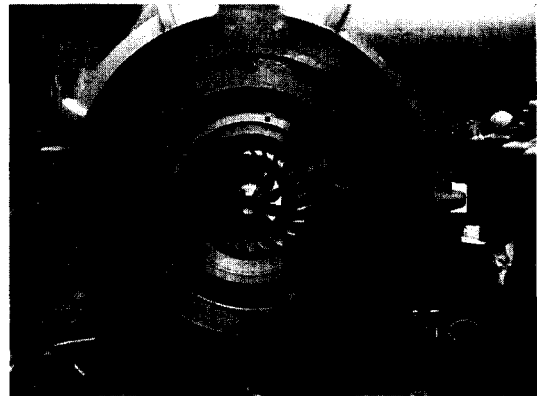


Fig. 2 Impeller used by centrifugal compressor

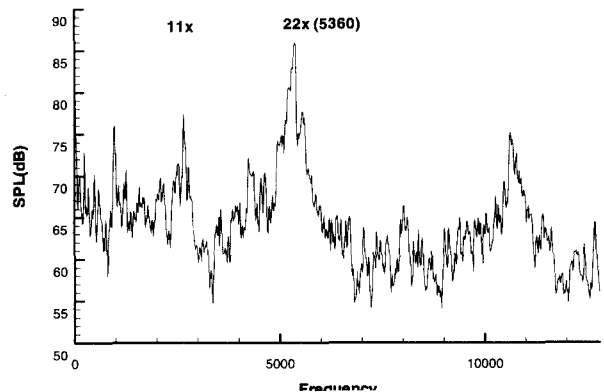


Fig. 3 Acoustic pressure measured at 1m apart from the discharge duct

터보 냉동기의 소음원과 전달 경로를 확인하기 위해서 소음을 측정하였다. 측정 장소는 냉동기가 조립되는 조립라인에 있는 측정실에서 수행하였고, 배경소음과 20 dB이상의 차이가 발생하였으므로 주요 소음 주파수 영역에 대한 배경소음의 영향은 적다고 판단하였다. 측정된 신호가 Fig. 3에 있다. 그림에서 임펠러의 날개 수(22개 : Blade Passing Fre

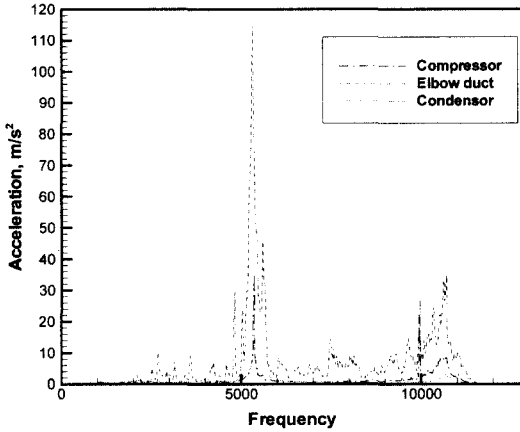


Fig. 4 Measured acceleration signal at turbo-chiller

quency)에 해당하는 5360 Hz의 큰 피크(다른 피크와 거의 10 dB이상 차이가 발생한다)가 존재한다. 이 피크가 원심형 압축기의 주된 소음원으로 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의해서 발생하는 것이다. 또한, 임펠러의 입구 부분과 입구 안 내깃과의 상호작용에 의한 피크소음(11차 고조파 성분)도 보이고 있으며, 그 외 여러 상호작용 소음 역시 나타나고 있다. 그러나, 이 소음들은 큰 영향을 주지 않는다. 외부로의 소음 방사 메커니즘을 확인하기 위해서 압축기부터 배출 덕트를 따라서 가속도를 측정하였다. Fig. 4에서 보듯이 점선인 굵은 덕트부위의 가속도 신호가 다른 부위보다 약 4배 이상 많은 진동신호를 나타내고 있음을 확인할 수 있었다. 또한, 진동 레벨의 피크 주파수가 소음의 피크와 같은 주파수이다. 이것은 그 부분의 진동을 통해서 소음이 외부로 방사하고 있음을 나타낸다. 그러나, 응축기의 경우 넓은 면적에 걸쳐서 진동이 존재하기 때문에 굵은 덕트부위와 거의 비슷한 양의 소음이 방사되는 것으로 확인되었다.

이와 같은 냉동기 주위에 대한 음향실험을 통해서 외부방사 소음은 대부분이 굵은 덕트와 응축기에서 방사되고 있음을 확인했다. 그러나, 만약 굵은 덕트에서 흡음재를 사용해서 소음의 전파를 막을 수 있으면 응축기로 들어가는 소음의 양도 감소할 것이다. 그래서, 소음 해석에 대한 연구는 굵은 덕트 주위로 국한하였다. 굵은 덕트 시스템에 대한 내부 음향장 해석 및 최대 음압 분포 영역의 확인 그리고 흡음재에 의한 내부 소음 저감 효과의 수치적인 확인이 필요하다. 그 후, 외부에 대한 흡차음 처리와 동시에 덕트 내부의 소음 저감 처리도 이루어져야 할 것이다. 본 논문은 이 중 수치해석에 대한 부분만 다룬다.

## 2.2 음향장 해석

덕트 시스템의 음향장을 해석하기 위해서 경계요소법을 이용하였다. 경계요소법은 필드격자가 필요 없기 때문에 외부 음향 해석 시 아주 강력한 방법이지만 내부음향의 해석에도

많이 사용되는 일반적인 방법이다.

음향장의 지배 방정식인 파동방정식은 속도포텐셜이 조화 함수이면 헬름홀츠(Helmholtz) 방정식이 된다.

$$\nabla^2 \phi + k^2 \phi = 0 \tag{1}$$

여기서  $k$ 는 파동수 (wave number)이고  $\omega/a_0$ 이다.

본 논문은 그린의 2차 정의(Green's 2nd identity)를 이용하여 경계요소법을 유도한다. 헬름홀츠 방정식의 연산자를  $L$ 로 정의하면 식 (1)과 Green 함수는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$L\phi = 0 \tag{2}$$

$$LG = -\delta(P-Q) \tag{3}$$

여기서  $\delta(P-Q)$ 는 delta 함수이다.

식 (2)에 그린 함수  $G$ 를 곱하고 식 (3)에 속도 포텐셜을  $\phi$  곱한 후 빼 값을 체적적분하고 Green의 2차 정의를 이용하면 다음과 같은 헬름홀츠 적분방정식이 된다<sup>(7,8)</sup>.

$$C(P)\phi(P) = \iint_S \left[ \phi(Q) \frac{\partial G}{\partial n}(P, Q) - \frac{\partial \phi}{\partial n}(Q) G(P, Q) \right] dS(Q) \tag{4}$$

여기서  $C(P)$ 는 입체각(solid angle)을 나타낸다. 위의 식 (4)는 위치에 상관없이 음향 내 임의의 한점  $P$ 에서의 음향량(acoustic quantity)은 물체 표면  $S$ 상에서의 단극(monopole)과 이극(dipole) 값에 의하여 구할 수 있다는 것을 의미한다. 이와 같이 적분형 지배방정식은 3차원 문제를 2차원 문제화 함으로써 미지수의 개수를 감소시켜주는 장점을 제공하며, 먼 음장(far field)에서의 경계조건을 수학적으로 만족시켜 주기 때문에 비반사 경계조건을 고려할 필요가 없다.

계산에 사용된 요소는 2차의 isoparametric 요소로서 8절점 사각형과 6절점 삼각형 요소를 함께 사용할 수 있다. 행렬식은 최소자승법(least-squares procedure)을 이용하여 구한다.

## 2.3 경계조건

물체의 특성에 따라 적용하는 경계조건은 Dirchlet 경계조건과 Neumann 경계조건 및 Robin 경계조건이 있고, 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \phi &= f_1 \\ \frac{\partial \phi}{\partial n} &= f_2 \\ \frac{\partial \phi}{\partial n} &= \alpha \phi + \beta \end{aligned} \tag{5}$$

여기서  $\alpha$ 는 주로 흡음재의 특성과 관련된 특성이고<sup>(7)</sup>  $\alpha$ 와  $\beta$ 의 의미는 각각 다음과 같다.

$$\alpha = i\rho_0 a_0 k Y = \text{coefficient} \times (\text{admittance}) \quad (6)$$

$$\beta = \text{normal vibrating velocity} \quad (6)$$

본 연구에서는 일반적인 Robin 경계조건을 사용한다. 임의의 위치에서의 물리량들을 알기 위해서는 물체 표면에서의  $(\phi, \partial\phi/\partial n)$ 쌍을 알아야 하는데 계산은 항상 둘 중에 한 변수는 경계조건으로 주어지고 나머지 변수를 구하도록 되어 있다. 그래서 할당점(collocation point)  $P$ 를 표면에 두어서 표면상의 를 결정 한 후 음장 상의 관심이 되는 위치에서 식 (4)를 적분하여 물리량을 구할 수 있다.

### 2.4 특이성 문제

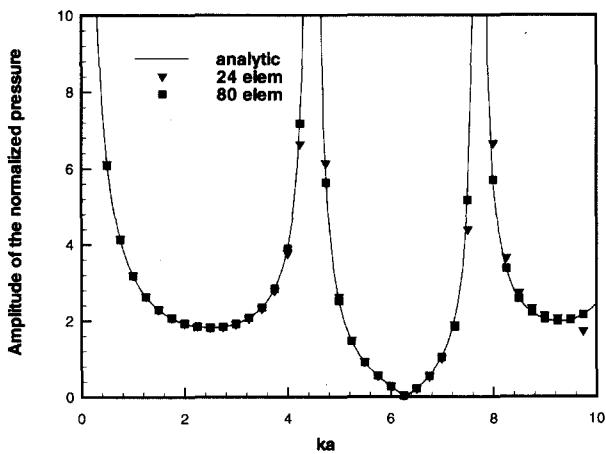
경계요소법의 모든 적분은 Gaussian 적분을 사용하여 수행하고  $r \rightarrow 0$ 인 경우,  $\partial G/\partial n$ 과 관련된 식은 강한 특이성(strongly singular)을 갖고 나머지 항은 약한 특이성(weakly singular)을 갖는다. 약한 특이성을 갖는 적분은 별 문제가 없지만, 강한 특이성을 갖는 경우는 적분에 특별한 신경을 써야 한다. 본 연구에서 특이적분은 국소극좌표계(local polar coordinate)로 변환하여 적분하였다.

## 3. 결과

### 3.1. 경계요소법의 검증

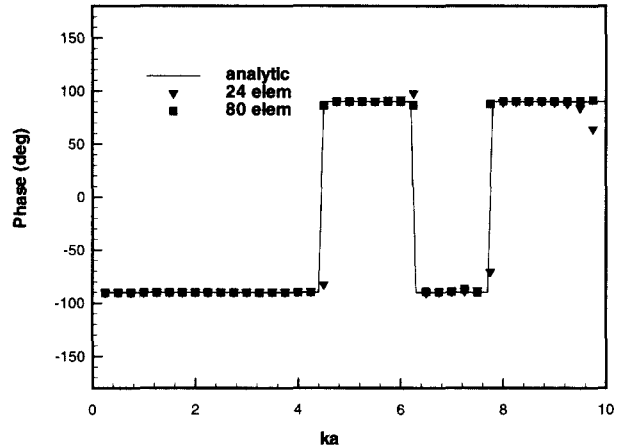
검증을 위해서 가장 기본적인 경우인 구의 진동에 의한 음향장 해석을 수행하였다. Fig. 5는 맥동하는 구 내부의  $r/a = 1/2$ 인 지점에서 정규음압의 크기와 위상을 무차원 파동수에 대하여 표시한 것이다. 이 경우 해석해는 다음과 같다<sup>(6)</sup>.

$$\frac{P}{\rho_0 a_0 v_n} = \frac{ja}{\sin(ka) - kacos(ka)} \frac{\sin(kr)}{r} \quad (7)$$



(a) Amplitude of the normalized pressure

고유주파수는  $\tan ka = ka$ 를 만족하는 값으로  $ka = 0, 4.5, 7.76$  등이다. 여기서  $a$ 는 구의 직경을 나타내고,  $a_0$ 는 음속을 나타낸다.



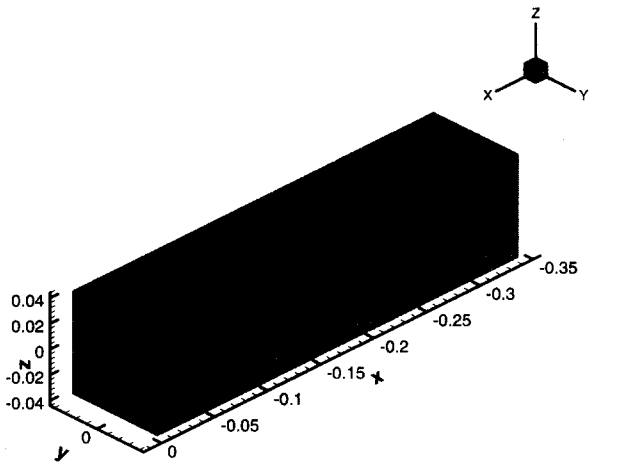
(b) Phase of the normalized pressure

Fig. 5 Comparison of the calculated pressure with analytic one. The inner acoustic field of a pulsating sphere at  $r/a = 10$

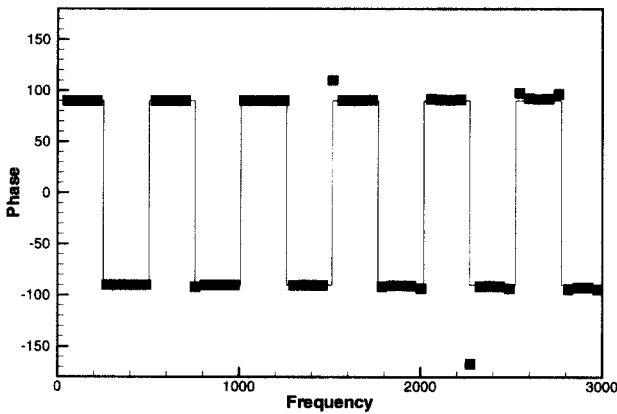
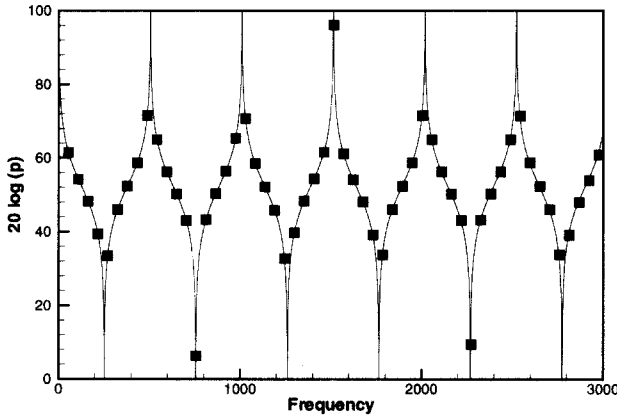
격자에 대한 해의 정확도를 확인하기 위해서 24요소를 쓴 경우와 80요소를 쓴 경우를 비교하였다. 크기와 위상이 모두 해석해를 잘 따라가는 것을 확인할 수 있다. 고주파수에서 24요소를 쓴 경우는 값이 잘 따라가지 못하는 부분도 있으나 80 요소를 쓴 경우는 크기와 위상 모두 해석해와 잘 일치한다.

다음으로는 본 덕트 시스템과 비슷한 형태인 직육면체 사각덕트내부에서 한쪽 벽이 진동할 경우에 대해서 해석하였다. 이 검증의 주안점은 구석과 모서리 등에서 기하학적 불연속을 처리할 수 있는가와 흡음재 등과 같은 acoustic lining이 있을 때 경계조건을 적절히 줄 수 있는가 하는데 있다. 직육면체 사각덕트의 크기는  $88 \times 36$  cm이고 한쪽벽이 진동한다. 다른 벽은 Rigid인 경우와 흡음처리를 한 경우에 대해서 해석해와 비교하였다. 해석에 사용된 격자는 Fig. 6 (a)에 있다. 그림에서 격자의 크기는 4 cm로 최대해석 주파수인 3000 Hz에 해당하는 파장과 비교해보면 한 파장에 2.8개의 요소가 있음을 알 수 있다. Fig. 6(b)에 해석한 결과가 음압과 위상에 대해서 해석해와 비교되어 있다. 직선이 해석해이며 사각형이 계산된 해이다. 해석은 벽면의 진동 속도를 1로 하였을 때 진동면 상에서의 음압과 위상이다. 엄밀해와 거의 완벽하게 일치하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 7은 진동면과 마주보는 면에 의 어디미터스를 갖는 흡음재를 부착하였을 경우의 결과를 보여주고 있다. 이 흡음재의 특성값은 일반적으로 많이 사용되는 값을 사용하였다<sup>(7,8)</sup>. 흡음재가 부착

되면 전체적인 음압이 줄어들고, 공명현상도 많이 억제됨을 확인할 수 있다. 결과를 엄밀해와 비교해 보면 엄밀해와 크기 및 위상에 있어서 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다.



(a) Mesh of the rectangular box



(b) Comparison of the analytic solution

Fig. 6 Comparison of the calculated pressure with analytic one. The inner acoustic field of a rectangular box (line : analytic, dot : numerical calculation)

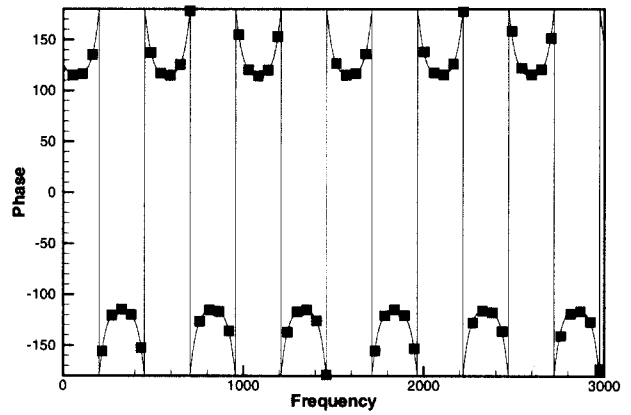
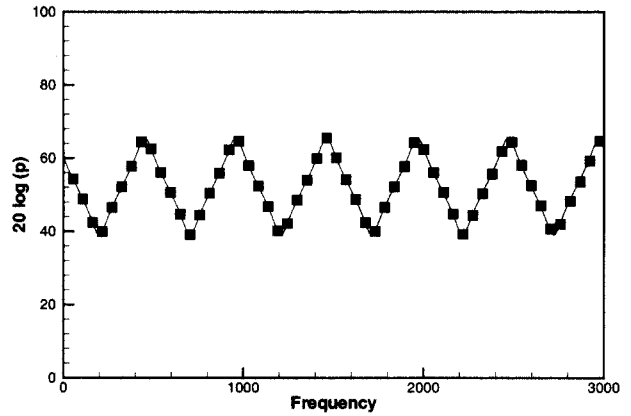


Fig. 7 Comparison of the calculated pressure with analytic one. The inner acoustic field of a rectangular box with sound absorbing material treatment. (line : analytic, dot : numerical calculation)

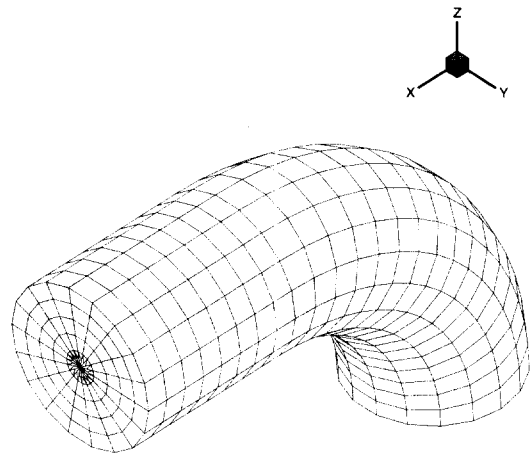
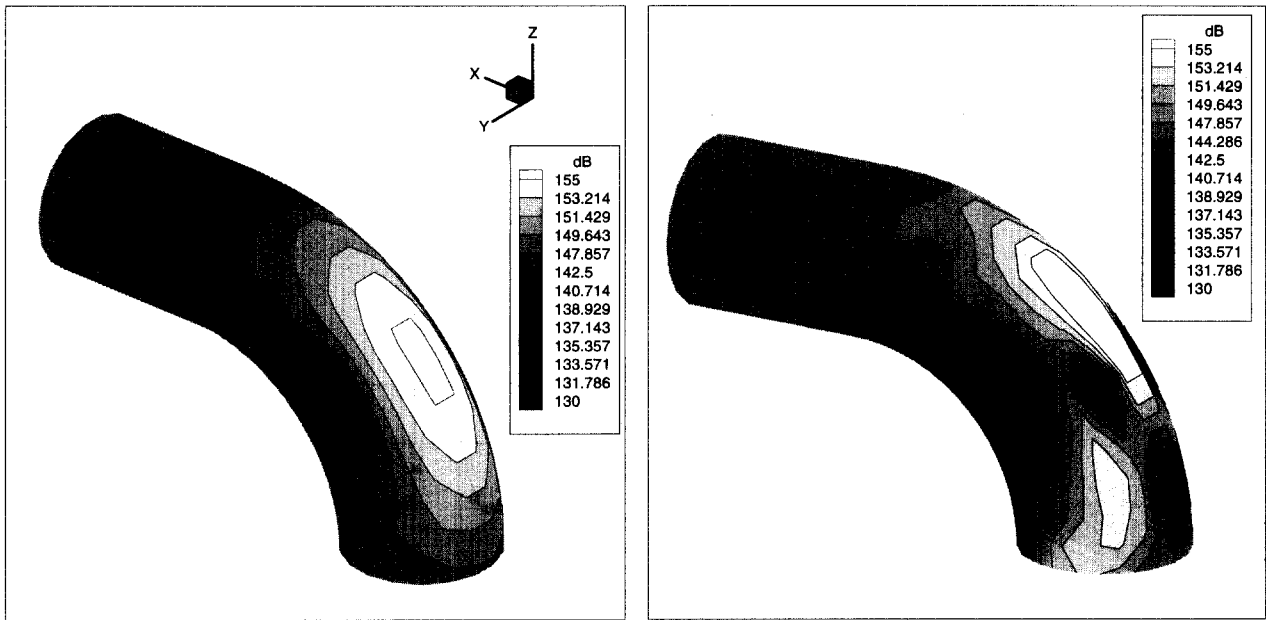
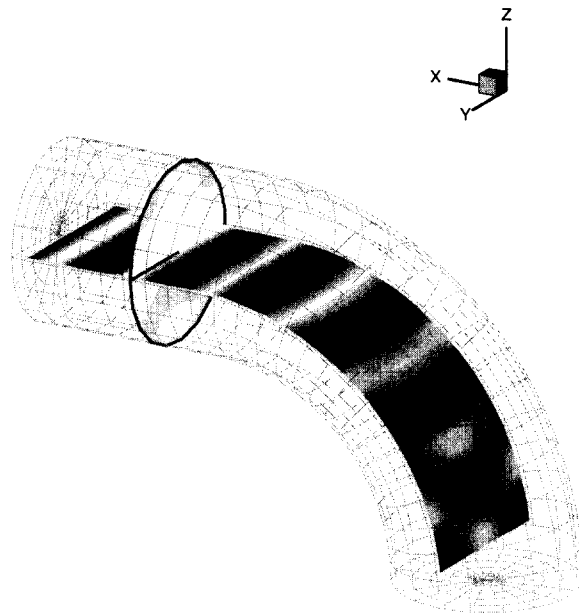


Fig. 8 Mesh of the curved duct of centrifugal compressor



(a) Surface pressure distribution at 2680 Hz

(b) Surface pressure distribution at 5360 Hz



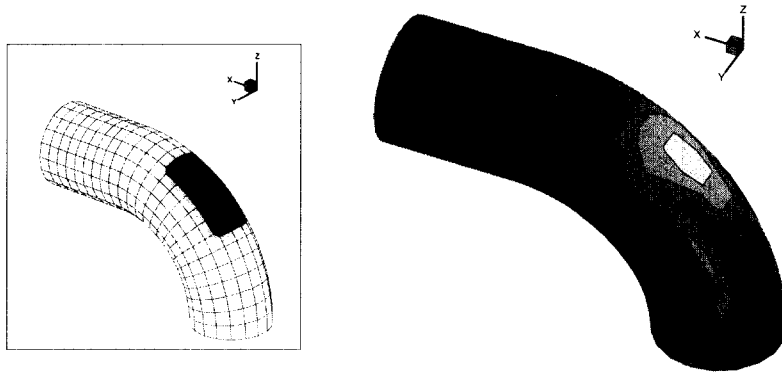
(c) Acoustic field inside the duct at 5360 Hz

Fig. 9 Analyzed inner acoustic pressure field of the curved duct

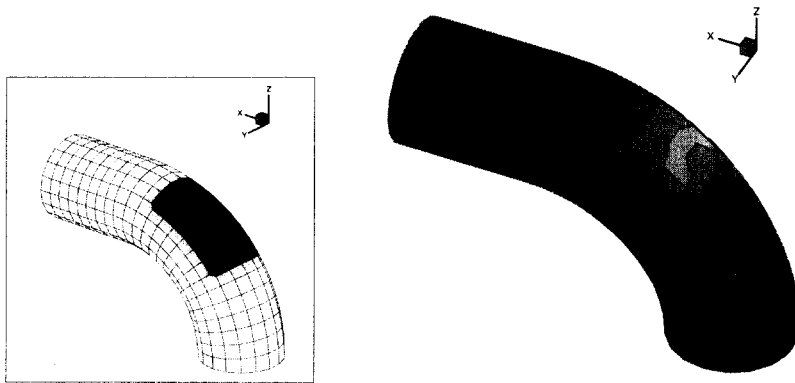
### 3.2 압축기의 덕트 해석

해석에 사용한 덕트는 Fig. 1에서 B근처에 있는 덕트와 90도 꺾인 덕트이다. 이것을 경계요소법 격자로 모델한 그림이 Fig. 8이다. 덕트의 직경은 14 cm이고 입구쪽 덕트 길이는 15 cm 그리고 90도 꺾인 덕트로 이루어져 있다. 사용된 격자는 612개, 노드는 1802개이다. 한 격자의 크기는 0.9 cm 이

다. 또한, 본 연구에서 목표로 삼고 있는 5360 Hz의 경우 파장은 6.3 cm이다. 이것은 본 연구에 주파수의 한 파장에 약 7개의 노드가 들어가는 것을 나타낸다. 이 정도의 격자 사용은 충분한 것으로 확인되고 있다<sup>(7)</sup>. 음원은 압축기에서 전파되어 오는 음원으로 생각해서 입구쪽 벽이 일정속도로 진동하는 것으로 주었다. 출구쪽면은 음이 아무런 반사 없이 출구쪽으로 방사할 수 있는 경계조건을 주었다<sup>(9)</sup>.



(a) The predicted surface acoustic pressure with absorbing material at 15 elements



(b) The predicted surface acoustic pressure with absorbing material at 30 elements

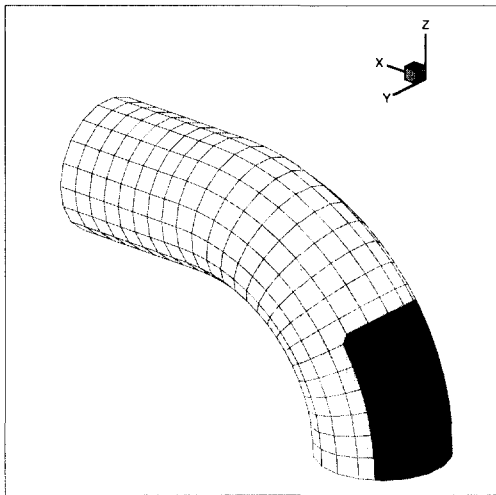
Fig. 10 The predicted acoustic pressure by changing the number of absorbing material panel

가장 큰 음원인 BPF에 해당하는 5360 Hz와 그 반인 2380 Hz에 대한 해석 결과가 Fig. 9에 있다. Fig. 9(a)와 (b)는 주된 주파수인 2380 Hz와 5360 Hz의 경우 내부 벽면의 전체 음압을 dB 스케일로 그린 것으로 꺾어지는 부분의 가장 바깥면에 가장 큰 음압이 걸림을 확인할 수 있다. 안쪽면과 바깥면의 차이는 거의 25 dB나 발생한다. 이 경우 벽면의 진동 크기를 1로 했기 때문에 계산된 음압 스케일이 절대적인 스케일은 아니다. Fig. 9(c)는 내부에 음압이 분포되는 것을 보여주는 것으로 꺾인 덕트 전까지는 평면파의 특성이 유지되어 오다가 꺾인 덕트 부분부터 복잡한 모드로 전파됨을 확인할 수 있다.

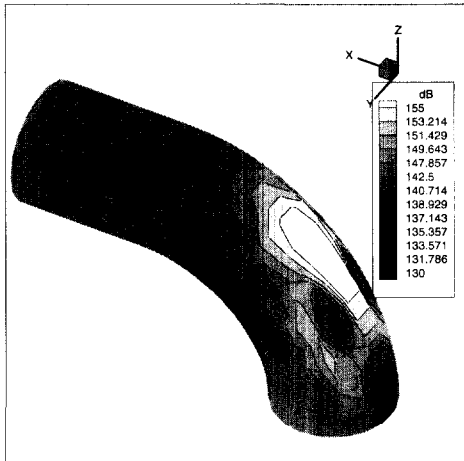
흡음재에 따른 음향장의 변화를 확인하기 위해서 검증에 사용된 것과 동일한 특성( $\rho a_0, Y=0.24 + j0.32$ )을 가진 흡음재를 Fig. 10(a)와 (b)의 왼쪽 그림에서 검은색으로 나타난 위치에 부착시켰다. Fig. 10(a)의 경우는 15개의 요소에 흡음 처리를 하였고, (b)의 경우는 30개의 요소에 흡음 처리를 하였다. 그림에서 흡음재가 있는 요소가 많아 질수록 벽면 음압이 급속히 감소함을 확인할 수 있다. 30 요소의 흡음

재와 흡음재 없는 경우를 비교하면 최고 음압이 약 8 dB정도 감소하며 높은 음압이 걸리는 영역도 많이 감소함을 알 수 있다.

흡음재의 부착위치에 따른 음향장의 효과를 확인하기 위해서 일반적으로 많이 부착하는 아래쪽의 직선 덕트를 흡음처리해 보았다. 이 경우의 해석이 Fig. 11에 있다. Fig. 11(a)에서는 흡음재의 부착위치가 표시되어 있다. Fig. 10(b)의 경우와 같은 수가 사용되었고 단순히 부착위치가 밑부분으로 옮긴 것을 확인할 수 있다. 해석 결과를 살펴보면 흡음처리하기 전의 결과(Fig. 9)와 비슷한 음압 분포가 생김을 알 수 있다. 오직, 흡음처리한 부분만 음압이 더 적게 걸리고 있다. 이상의 결과로 흡음처리가 중요하긴 하지만 적절한 장소에 행해지지 않으면 효과가 많이 감소함을 알 수 있었다. 흡음처리가 행해지는 부분은 벽면에 음압이 많이 걸리는 부분이어야 하고 그 부분은 덕트가 꺾이는 최외각 부분이다. 결국, 덕트내부의 흡음처리는 Fig. 9에서 해석한 결과의 최대 음압이 걸리는 부분에 중점적으로 행해져야 효과적인 소음 저감을 얻을 수 있다.



(a) The position of absorbing material treatment



(b) Calculated acoustic pressure with absorbing material

Fig. 11 The predicted acoustic pressure with absorbing material at straight duct

#### 4. 결론

본 논문에서는 터보냉동기의 높은 소음을 감소하기 위한 기초연구로 냉동기에 대한 기본적인 음향해석에 대한 연구이다. 터보냉동기의 주된 소음원은 측정 결과 고속 회전하는 원심압축기로 밝혀졌다. 이렇게 압축기에서 발생한 소음이 덕트를 따라 전파하다가 가장 내부 음압이 많이 걸리는 굽은 덕트 부분을 통해서 외부로 방사한다. 이런 경우에 사용할 수 있는 저소음화 기법인 흡음재 처리를 위해서 가장 효과적인 흡음처리 위치를 찾는 작업을 수행하였다. 또한, 흡음재의 위치에 따른 음압의 저감 효과도 확인하였다.

자체개발 한 경계요소법 프로그램을 사용한 수치해석을 냉동기의 배출 덕트에 수행하였다. 해석 결과 음압이 가장 많이 분포하는 부분은 90도 꺾인 덕트의 외각 부분임을 확인했다. 또한, 흡음처리의 효과를 수치적으로 확인하기 위해서 가장 많은 음압이 분포하는 부분에 흡음재 처리를 한 경우와 직선 덕트 부분에 흡음 처리를 했을 경우의 표면 음압을 비교하였다. 결과적으로 가장 높은 음압 분포 부분에 흡음처리를 하는 것이 다른 부분에 흡음처리를 하는 것보다 효과가 뛰어난 것을 확인했다

#### 참고 문헌

- (1) 정진희 외, 1999, R134a용 터보냉동기 개발, 산업자원부.
- (2) Neise, W., 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanisms and Control Methods," An International INCE Symposium, pp. 45~56.
- (3) 전완호, 이덕주, 1999, "수치기법을 이용한 원심팬 소음의 음향학적 상사법칙 적용." 한국소음진동공학회지, 제 9권, 제 5호, pp. 101~111.
- (4) Malbequi, P., Glandier C. and Reynier C., 1993, "Analysis of Sound Propagation in a Curved Duct Using a Boundary Integral Method : Comparison with Experiment," 15th Aeroacoustics Conference, AIAA 93-4376.
- (5) Seybert, A. F., Soenarko, B., Rizzo F. J., and Shippy, D. J., 1985, "An Advanced Computational Method for Radiation and Scattering of Acoustic Waves in three Dimensions," Journal of Acoustical Society of America, Vol. 77, pp. 362~368.
- (6) Malbequi, P., Candel, S. M. and Eric Rignot, 1987, "Boundary Integral Calculations of Scattered Fields : Application to a Spacecraft Launcher," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 82, pp. 1771~1782.
- (7) 이강덕, 이덕주, 1997, "일반경계조건을 가진 얇은 물체에 대한 직접경계요소법의 개발." 한국소음진동공학회지, Vol. 7, No. 6, pp. 975~984.
- (8) 이강덕, 1996, 일반경계조건을 가진 얇은 물체에 대한 직접경계요소법의 개발, 한국과학기술원 박사학위 논문.
- (9) Kagawa, Y., Yamabuchi, T., and Mori, A., 1977, "Finite Element Simulation of an Axisymmetric Acoustic Transmission System with a Sound Absorbing Wall," Journal of Sound and Vibration, Vol. 53, No. 3, pp. 357~374.