

<논 문>

# 진동절연을 위한 에어컨 압축기의 파이프 배열기술 개발

## Development of Pipe Configuration of Air Conditioner Compressor for Vibration Isolation

장한기\* · 구치욱\*\* · 윤덕원\*\* · 최영훈\*\*

Han-Kee Jang, Chi-Wook Gu, Duke-Won Yoon and Young-Houn Choi

(1999년 3월 6일 접수 ; 1999년 7월 12일 심사완료)

**Key Words** : Isolation of Compressor Vibration(압축기 진동절연), Initial Pipe Layout(초기 파이프 형상), Pipe Element(파이프 기본요소), Optimization of Pipe Dimension(파이프 치수의 최적화)

### ABSTRACT

Rubber mounts so called grommets and pipes are two major paths of vibration transmission from a compressor, an important vibration source in an air conditioner, to the whole unit. A procedure of configuring the suction and discharge pipes of the compressor was developed in this paper so as to reduce the vibration transmission through the pipes as well as the grommets. Through investigating the effects of shapes and connecting directions of pipe elements on vibration transmission, a guideline to configure the pipe layout, which enables to reduce vibration transmission, was proposed. The initial pipe layout by the guideline was optimized with the objective function, minimization of both vibration transmission and the cost, and with the constraints to yield the final dimensions of the pipes. The procedure not only minimizes the transmitted force to the circumferential devices but enables to eliminate rubber blocks or dampers, which are generally used to avoid resonances of the pipe system.

### 1. 서 론

압축기는 에어컨에서 냉매의 압축기능을 수행하는 중요한 시스템인 동시에 주요 소음·진동원이기도 하다. 냉매를 압축시키는 방식에 따라 여러 가지 형태의 압축기가 사용되지만, 어떤 시스템이든지 회전 또는 진동하는 요소에 의해 소음·진동이 발생하게 된다. 이렇게 발생한 소음·진동은 압축기의 지지부, 즉 마운트 역할을 하는 그로밋(grommet)과 흡입·토출 파이프를 통해 주위 구조물로 전달되고, 이들

은 다시 구조 기인(structure-borne) 소음이나 2차적인 진동을 유발시키기도 한다. 에어컨은 인체와 인접한 공간에 설치되어 사용되기 때문에 소음·진동을 저감해야할 필요성이 큰 시스템이다.

일반적으로 소음·진동의 저감방안은 크게 소음·진동원(source)-전달경로(path)-수신부(receiver), 3가지 단계에서 각각 적용될 수 있다. Fig. 1에 도시한 에어컨 실외기에 장착된 압축기 시스템에서, 압축기 진동의 전파 경로는 그로밋(grommet)과 흡입·토출 파이프가 됨을 알 수 있다. 진동 절연을 위한 마운트 관련 기술은 이미 보편화되어 있는 반면에 진동절연 차원에서의 파이프 형상 결정에 관련된 연구는 상대적으로 미진한 상태이다. Yamamoto<sup>(1)</sup>와 Yokoyama<sup>(2)</sup>는 설계 단계에서 파이프의 진동특성을

\* 정회원, 고등기술연구원 설계기술연구실 소음진동팀

\*\* 대우전자 에어컨 사업부

사전에 파악하기 위한 진산 프로그램을 작성하여 파이프의 공진주파수를 5% 오차 이내로 예측하였으며, Sawanobori<sup>(3)</sup>는 압축기-파이프 시스템을 집중 질량 모형화하여 가진력과 파이프의 진동을 해석하였다. 그러나 이들 연구의 주된 목적은 기본적으로 정해진 파이프 형상의 진동특성을 분석하고 공진에 의한 문제점을 사전에 검증하는 것이었다. 국내에서 진행된 냉각기 압축기의 소음·진동 관련 연구<sup>(4,5)</sup>들도 배관보다는 압축기 마운트와 구조물 강성 등이 진동절연에 미치는 영향을 주 내용으로 다루었다.

파이프 형상은 기본적으로 설치 가능한 공간 내에서 3차원적으로 구현되기 때문에 가능한 배열이 무수히 많다. 따라서 설계자가 파이프 형상을 경험에 의해 결정하거나 시행-착오 법으로 각 부분의 길이를 수정하는 것이 널리 활용되는 과정이다. 그러나 이 경우 파이프의 공진이 발생하여 파이프가 심하게 떨리는 경우가 발생할 수 있으며, 이와 같은 경우에 고무 블록이나 댐퍼를 파이프에 설치하여 진동을 저감시키는 방안이 주로 활용된다. 그러나 이와 같은 방안은, 진동절연 효과는 기대할 수 있으나 비용 절감 측면에서 매우 불리하다고 할 수 있다.

본 연구에서는 파이프를 통한 진동전달을 최소화 하는 측면에서 파이프의 형상설계 과정을 체계화하고자 하였다. 우선, 제한적이기는 하지만, 파이프의 배열의 초기형상(initial layout)을 결정하는 방안을

제안하였다. 이어서 선정된 초기 형상에 대해, 필요한 요구 조건이나 제약조건을 만족하면서 주위로 전달되는 진동과 소요비용이 동시에 최소화되는 방향으로 파이프의 최종 치수(dimension)를 결정하는 과정을 제안하였다.

## 2. 파이프 기본 요소 특성 분석

### 2.1 진동절연특성 분석 및 기본 설계방향

압축기의 진동 에너지가 전파되는 경로는 전술한 바와 같이 마운트(grommet)와 파이프이다. 일반적으로 진동절연 효과는 시스템을 지지하는 여러 스프링 중 가장 강한 요소에 의해 좌우된다. 압축기 시스템에서도 마찬가지로 고무 재질의 마운트를 아무리 연하게 잘 설계한다 할지라도 파이프 자체의 강성이 크면 시스템 전체의 진동절연 효과는 크게 떨어진다. 따라서 2개의 진동 전파경로-마운트와 파이프-를 함께 고려해서 진동절연 설계를 해야 한다.

운전주파수가 고정된 시스템에서 진동절연 효율을 높이기 위해서는 시스템 공진주파수를 낮추는 것이 유리하고, 이를 위해서는 스프링 역할을 하는 그로밋과 파이프의 강성을 낮추는 것이 바람직하다. 본 연구에서는 마운트인 그로밋의 강성을 우선적으로 허용범위(정적 처짐 또는 수명)내에서 최대한 저감 하였으며, 이 상태에서 다시 파이프의 강성을 낮추

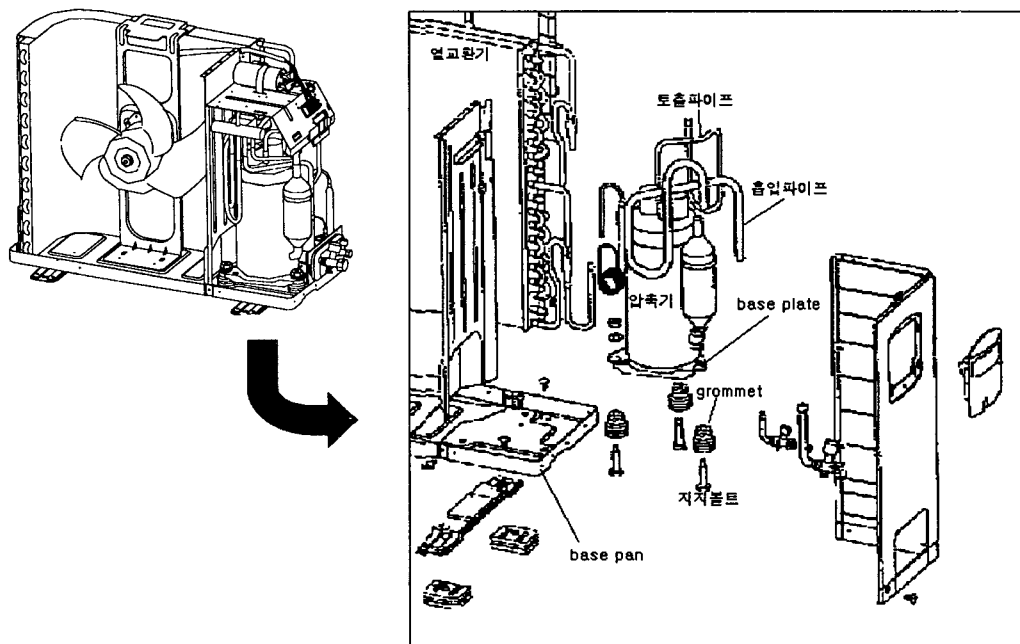


Fig. 1 Outdoor unit of an air conditioner and its schematic diagram

는 방향으로 개선안을 도출 하였다.

회전식 압축기에서의 주요 가진력은 압축기내 회전자(rotor)의 회전축 방향, 즉 지면에 수직인 방향으로의 회전성분이다<sup>(6,7)</sup>. 압축기의 수직방향 회전성분 가진력이 존재할 때, Fig. 2에 도시한 바와 같이, 압축기의 중앙 상단 부에 연결된 토출파이프에는 수직방향으로의 비틀림 성분이, 어큐뮬레이터에 연결

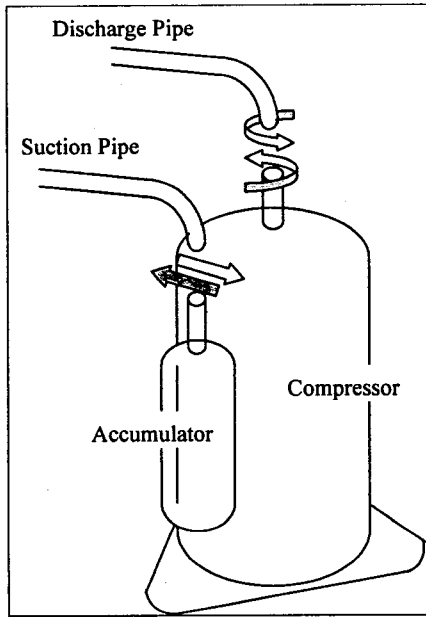


Fig. 2 Transmitted reaction forces to the pipes due to torsional vibration of a compressor

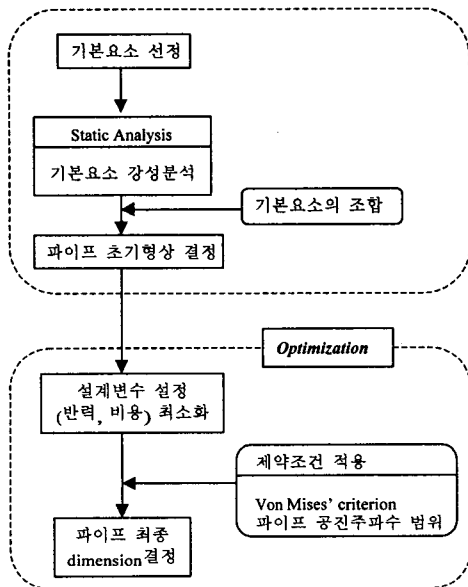


Fig. 3 Procedure for the determination of the profiles of the suction and discharge pipes

되는 흡입 파이프에는 압축기 원통 면에 대해 접선 방향(지면과 수평한 평면 내)으로의 반력이 주 작용력이 된다. 추후 언급하겠으나, 토출·흡입 파이프와 압축기가 연결되는 부분에서 어느 방향으로의 가진성분이 주로 작용하는지가 파이프배열 결정에 매우 중요한 인자가 된다.

파이프 형상설계의 기본 취지는 최소의 비용으로 진동전달을 최소화하는 것이라고 할 수 있다. 이를 위해 본 연구에서는 Fig. 3과 같이 두 단계 형상설계 방안을 제안하였다. 첫 번째 단계는 개략적인 초기형상(initial layout)을 결정하는 것이고, 두 번째는 주어진 조건을 만족시키면서 진동전달과 소요비용을 최소화하는 방향으로 최종 치수(dimension)를 결정하는 것이다.

## 2.2 기본 요소의 강성 분석

### ● 기본요소 선정

여기서 기본요소라는 것은 Fig. 4에 예시한 임의의 파이프 배열을 각 마디로 끊었을 때, 하나의 형상특성을 갖는 단순한 요소를 의미한다. 예를 들어, A-B부분을 굽힘(elbow)요소, B-C부분을 U자형 요소 등과 같이 기본요소를 정의하였다. 대부분의 파이프 형상은 이와 같이 각 마디로 나누어 보면 몇 가지 단순한 요소들로 구성되어 있음을 알 수 있다.

전체 파이프 배열에 있어서 기본요소 선정의 1차적인 목적은, Fig. 5에 정리한 기본 요소들 중에서 형상의 변화에 대해 강성이 낮아지는 조건, 또는 동일한 형상의 요소에 대해서라도 강성이 낮은 연결방향을 찾아내어, 궁극적으로는 여러 가지 요소를 연결했을 때 전체 강성이 낮아지도록 설계 가이드라인을 제시하는 것이다.

### ● 기본요소의 강성분석

파이프 배열의 강성은 1차적으로 파이프 전체 길

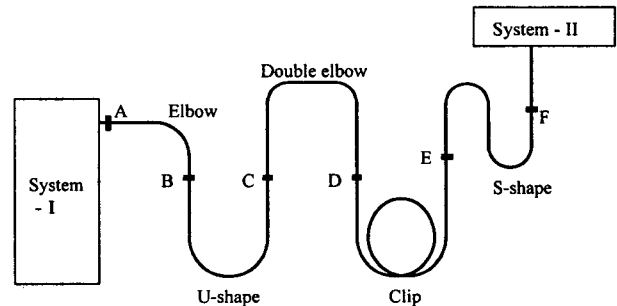


Fig. 4 Division of a whole pipe into various pipe elements

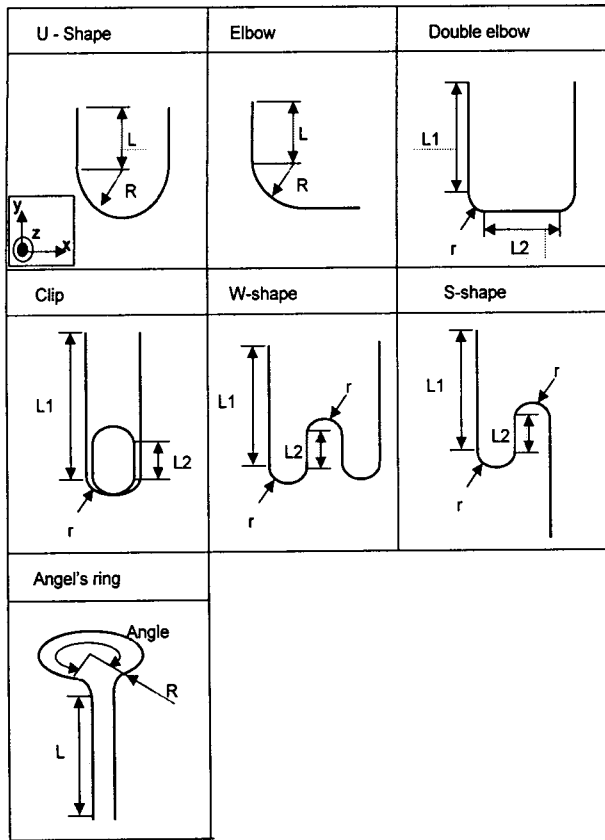


Fig. 5 Primary dimensions of the pipe elements

이에 의해 크게 좌우되지만<sup>(6)</sup>, 각 부분의 형상에 의해서도 크게 영향을 받는다. 또, 파이프 강성은 형상과 치수의 변화뿐만 아니라 형상, 설치 방향에 의해서도 많은 영향을 받는다. 여기서는 이와 같은 경향을 파악하기 위해 선정된 각 요소의 강성을 분석하였다. 강성의 분석은 한쪽 단을 6 자유도 모두 고정시키고 다른 한쪽 단에 단위 힘 또는 모멘트를 가했을 때의 변형을 구해 6 자유도 강성을 정리하였다. 각 요소에 대한 국부(local) 좌표계는 Fig. 5의 U자형 요소의 좌측에 표시하였다. 강성의 해석에는 ANSYS의 파이프 해석 모듈(pipeline, element type: PIPE 16 및 PIPE 18)을 사용하였으며, 해석한 파이프의 두께는 본 연구의 대상이 되는 압축기 파이프의 값을 그대로 사용하였다.

각 요소마다 형상을 결정하는 굽힘 반경 및 직선부 길이 등과 관련된 주요 치수를 변화시키면서 강성의 변화를 분석하였다. 이들 중에서 대표적으로 U자형 요소, 링 형상 요소 및 이중 굽힘(double elbow)형상에 대한 결과를 Figs. 6~8에 도시하였다. 이 때 해석에 사용된 치수의 범위는 가공 공정상 필요한 최소값과 에어컨 실외기에서 구현 가능한 범위

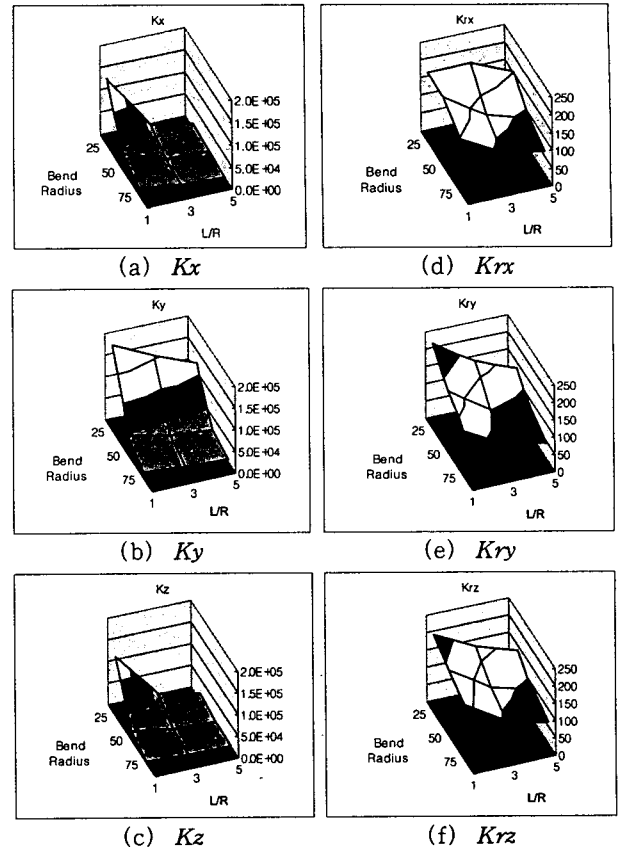


Fig. 6 Stiffness variation in the 6 axes of the U-shape pipe elements with the change of dimensions

에서 선정하였다. 특히, 파이프의 굽힘 반경은 가공 공정상의 최소 굽힘 반경에 가까운 25 mm를 하한치로 정하였다.

굽힘 반경 25, 50, 75 mm에 대해 직선부의 길이를 변경시키면서 ( $L/R=1, 3, 5$ ), 길이 변화와 하중 작용방향에 따른 U자형 요소의 강성특성을 정리한 Fig. 6의 3방향 회전강성결과를 보면, 길이가 증가할수록 또, 반경이 증가할수록 강성이 떨어지는 경향이 비슷하다. 그러나 선형강성의 경우는, y방향으로 강성( $K_y$ )이 반경이 작은 영역( $R=25$ )에서 길이( $L$ ) 증가에 따른 강성 저감효과가 크지 않음을 알 수 있다. x, y방향의 강성은 각각  $L/R=1, R=25$  부근에서 강성이 매우 높아지지만 이 영역을 벗어나면 강성이 급격히 낮아지므로, 이 영역을 피해서 파이프 길이를 결정하는 것이 바람직함을 알 수 있다. y방향의 강성은 직선부 길이( $L$ )의 증가에 따른 강성의 저감효과가 떨어지므로, 실제 시스템에서는 이 요소에 작용하는 하중 방향이 y방향(국부좌표계 기준)이 되지 않도록 해야 한다.

링 부분의 효과를 보기 위해 직선부의 길이는 200

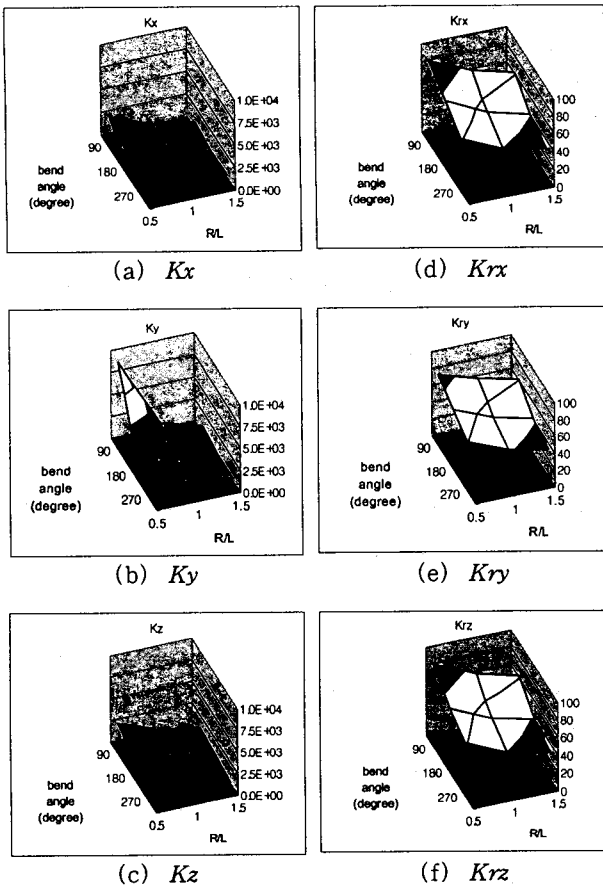


Fig. 7 Stiffness variation in the 6 axes of the ring-shape pipe elements with the change of dimensions ( $L=200$  mm, angle=90, 180, 270 degree)

mm로 고정시키고 링의 반경과 굽힘 각도를 변화시키며 ( $R/L=0.5, 1, 1.5$ ; angle=90°, 180°, 270°) 형상과 작용방향에 따른 강성특성의 변화를 Fig. 7에 도시하였다. U자형 요소와 달리 길이 변화에 따른 강성의 변화 폭이 작고 6 자유도 강성이 골고루 낮음을 알 수 있다. 파이프 전체 길이가 서로 유사한 U자형 요소 ( $R=75, L/R=5$ )와 링 요소 ( $L=200, R/L=1.5, \text{각도}=270^\circ$ )의 강성을 비교해 보면, U자형 요소의 강성이 3배 가량 크게 나타났다. 이 결과로부터 링 요소는 U자형 요소에 비해 파이프 전체의 강성을 낮출 수 있는 유리한 요소임을 알 수 있다.

이중 굽힘형상(double elbow) 요소의 경우 Fig. 5에 도시한 수평길이  $L_2$ 를 25, 50, 75 mm로 변화시키고, 수직길이와의 비를 변화시키며 ( $L_1/L_2=0.5, 1, 3, 5$ ) 길이변화와 하중 작용방향에 따른 강성특성의 변화를 Fig. 8에 도시하였다. 이 때 파이프 굽힘 반경은 25 mm로 하였다. 회전강성의 경향이나 크기는 3방향이 유사한 것으로 나타나고 있다. 선형강성

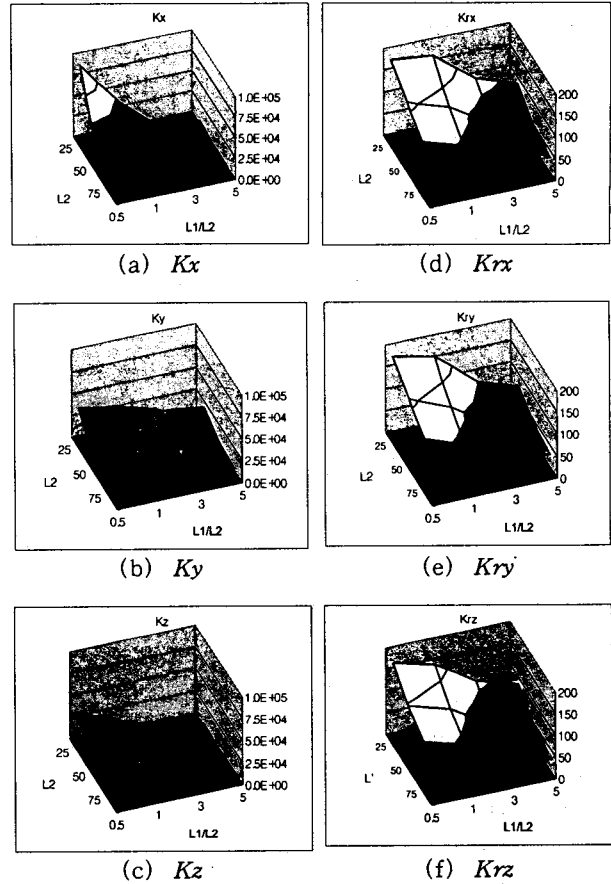


Fig. 8 Stiffness variation in the 6 axes of the double elbow pipe elements with the change of dimensions ( $r=25$ )

의 경우는,  $x$ 방향 강성이 높게 형성되는 영역이 존재하고,  $y$ 방향과  $z$ 방향으로의 강성은 상대적으로 낮게 나타나고 있다. 따라서 이중굽힘 형상을 사용할 때 강성을 낮추려면 하중 작용 방향이  $y$ 방향이나  $z$ 방향이 되도록 배열하는 것이 상대적으로 유리함을 알 수 있다.

7가지 기본요소 각각에 대한 상세한 분석결과는 지면상 생략하였으나, Table 1에 각 요소들에 대해 강성이 낮게 형성되는 하중 작용방향을 정리하였다.

● 기본요소의 강성분석 결과 정리

전술한 해석 결과로부터 파이프 설계에 유용하게 활용할 수 있는 내용을 정리하면 다음과 같다.

(1) 링 형상 요소는 주어진 공간 내에서 유사한 길이의 파이프로 낮은 강성을 구현하기에 유리한 요소임을 알 수 있었다. 특히, 이 형상은 선형 강성뿐 아니라 회전강성의 절대값도 낮은 특성을 보이고 있다.

(2) 모든 요소에서 길이 변화에 따른 강성의 변화 경향이 방향에 따라 차이를 보이기 때문에, 파이프

**Table 1** Desirable loading direction of each pipe element for the reduction of translational stiffness

요소	하중 작용 방향(선형강성)		비고
	강성이 낮은 방향	강성이 높은 방향	
U-shape	$x, z$	$y$	
Elbow	$y, z$	$x$	
Double elbow	$x, z$	$y$	$L1 \gg L2$
	$y, z$	$x$	$L1 \ll L2$
Clip	$x, z$	$y$	
W-shape	$x, z$	$y$	
S-shape	$x, z$	$y$	
Ring	$x, y, z$	-	

설계시 작용하는 동하중의 방향을 고려하여 연결하여야 함을 알 수 있다. 예를 들어 U자 요소는  $K_y$  강성이, 굽힘(elbow) 및 이중 굽힘(double elbow) 형상의 경우  $K_x$  강성이 크기 때문에 이 방향으로의 연결을 피하는 것이 좋다.

(3) 파이프 배열에서 특히 많이 사용되는 이중 굽힘(double elbow)요소와 U자형 요소를 비교해 볼 때, 이중 굽힘 요소의 경우,  $L1 \gg L2$ 의 범위에서는 U자형 요소와 비슷한 특성을 보이거나  $L1 \ll L2$ 의 경우 강성이 큰 방향이 달라짐을 알 수 있다. 따라서 실제 배열 시에 이 특성을 고려하여 연결방향을 정해야 한다.

(4) 각 요소 모두 주요 치수의 변화에 따라 강성이 상당히 높은 범위가 존재하며, 설계시 이 영역을 피하는 것이 바람직하다. 그러나 이 범위는 파이프의 직경과 두께에 따라 결정되므로 사용하고자 하는 파이프의 직경과 두께에 대해 주요 치수를 변화시켜가며 시뮬레이션을 수행함으로써 사전에 파악할 수 있다.

2절에서는 파이프의 기본요소에 대한 강성 분석을 수행함으로써 형상과 방향에 따른 특성을 파악하여 보았다. 이를 통해 파이프 전체 배열시 바람직한 요소의 채택과 그 연결방향에 대한 정보를 얻을 수 있었다. 물론 실제 조건이 본 연구에서 수행한 해석 조건(특히 경계조건)과 차이가 있을 수 있고, 각 방향으로의 강성을 구할 때, 다른 방향에 의한 영향(cross-coupled stiffness)을 무시하였기 때문에 정량적으로 정확한 결과를 구했다고 보기는 어렵다. 그

러나 기본요소의 강성분석의 목적이 파이프배열의 초기형상 결정을 위한 개념적인 방향을 제시하는데 있으며, 이들 결과가 이 목적에 정성적으로 유용한 정보라고 판단된다. 3절에서는 2절에서 얻은 정보를 토대로 파이프 배열을 구체적으로 결정하는 방법에 대해 서술하고자 한다.

### 3. 압축기 흡입 · 토출 파이프 배열의 결정

파이프 배열의 결정은 초기형상의 선정과 세부 치수의 최적화 과정으로 나누어서 진행된다. 특히, 초기형상은 파이프의 배치 공간 및 압축기의 배치 위치에 따라 설계자의 주관에 개입될 여지가 많으며 여러 가지 안이 나올 수 있으나, 본문에서는 앞 절에서 분석한 내용을 토대로 하여 파이프 배열의 초기 형상을 제안하였다.

#### 3.1 파이프 초기형상(Initial Layout) 설계

2.2절의 분석결과로부터 3차원 공간상에서 링 형상의 배열이 매우 유리한 특성을 보임을 알 수 있었다. 그리고 방향에 따른 강성의 저하 효과는 U자형의 경우  $x$ 방향, 이중 굽힘 형상의 경우  $L1 \gg L2$ 인 경우는  $x$ 방향이,  $L1 \ll L2$ 인 경우는  $y$ 방향이 유리함을 알 수 있었다. 회전 강성의 경우 각 요소에 대해 세 방향으로 유사한 특성을 보이고 있어서 크게 신경을 쓰지 않아도 됨을 알 수 있었다.

이들 결과를 토대로 두 가지 초기형상을 Fig. 9와 같이 설정하였다. 이 때 각 파이프에서의 동하중 작용방향은 Fig. 2에 도시한 바와 같다. 상대적으로 유연성이 큰 토출 파이프의 형상은 두 가지 경우에 대해 동일하고, 직경과 두께가 커서 상대적으로 강성이 클 것이 예상되는 흡입 파이프에 대해서만 두 가지 안을 제시하였다. 이들 파이프 배열에 대한 기본 개념을 정리하면 다음과 같다.

##### ● 흡입 파이프

직경과 두께가 큰 흡입 파이프에는, 하중 작용 방향에 상관없이 진동절연 효과가 높은 링 요소를 적용하였다. 압축기와 파이프가 연결되는 두 지점, 어큐뮬레이터와 프레임에서의 위치가 고정되어 있기 때문에 가능한 치수의 변화 폭이 매우 적다. Fig. 9(a)에 도시된 흡입 파이프의 형상은 이전 형상이었던 Fig. 1과 달리 링 요소가 추가되었다. 흡입 파이프의 강성을 낮추기 위한 두 번째 안으로서, 어큐뮬레이터 연결부분에 U-자형 요소를 두 개 추가하여 새로운 배열을 시도하였다. 이 때, U자형 요소의 연

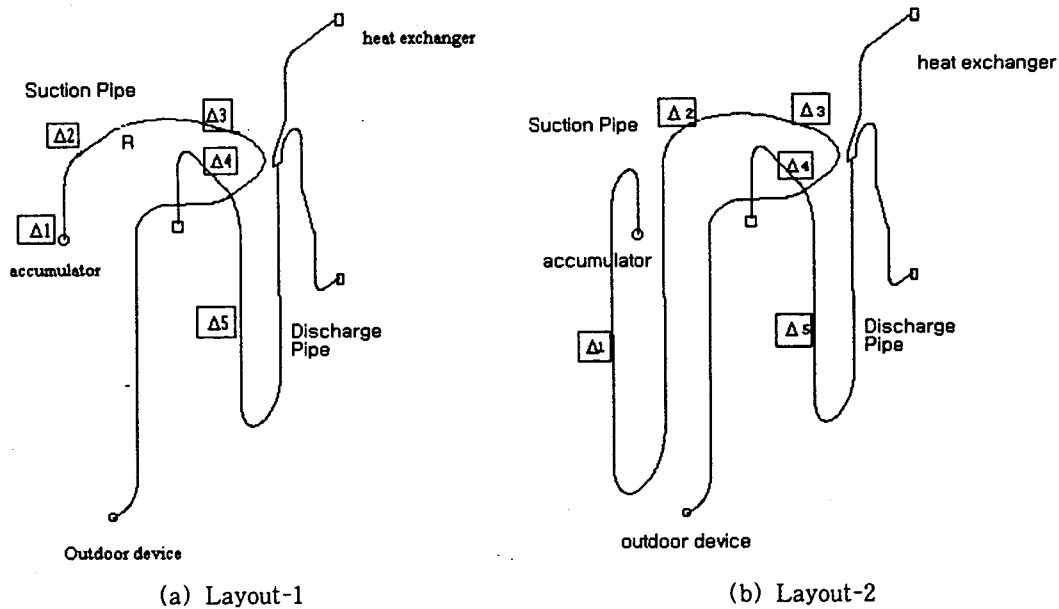


Fig. 9 Initial layouts of suction and discharge pipes before optimization of dimensions

결방향은 하중작용 방향이  $x$ 방향(국부좌표계 기준), 즉 토오크의 접선 방향으로 배치하여 강성이 낮게 형성되도록 하였다.

● 토출 파이프

토출 파이프는 흡입 파이프보다 직경과 두께가 작아서 강성 또한 상대적으로 작는데, Fig. 9에서 제시한 바와 같이 압축기 중앙 상단 지점으로부터 압축기 외경 바깥으로 뽑아내기 위해 이중 굽힘(double elbow) 형상을 사용하였는데, 다시 열교환기로 연결되기 전에 강성 저감을 위해 U자형 요소를 이어서 도입하였다. 이 때, U자형 요소에 대해 수직방향의 길이를 충분히 확보하도록 하였다. 상하 공간의 제약으로 인해 이중 굽힘(double elbow) 형상의 수평방향 길이가 수직 방향의 길이보다 크므로( $L1 \ll L2$ )  $Kx$ 보다  $Kz$ 강성이 낮고, U자형 요소는 이 경우  $Kx$ 강성이 상대적으로 낮다. 따라서 비틀림 성분이 주를 이루는 압축기로부터 이중 굽힘 요소는 반경방향으로 빼내고(힘 작용 방향이  $Kz$ 강성에 관련됨), U자형 요소는 압축기 표면의 접선 방향으로(힘 작용 방향이  $Kx$ 강성과 관련됨) 연결한다.

### 3.2 최적화를 통한 파이프 치수(Dimension) 결정

Fig. 9에 나타난 두 가지 초기 형상에 대해 최적화 과정을 수행하여 파이프 치수의 최종 값을 결정하고자 한다. 최적화를 위해서 FEM패키지인 ANSYS의 최적화 모듈을 사용하였다. 시스템 모델

링과 관련하여, 압축기 본체는 강체로, 그로밋은 3방향 선형 스프링으로, 파이프는 ANSYS pipeline 모듈을 이용하여 유연체로 각각 모델링하였다. 파이프 배열과 그로밋이 연결되는 프레임의 여섯 지점은 강한(rigid) 경계조건으로 가정하였다. 초기 파이프 배열의 1, 2차 공진주파수의 FEM 해석결과와 실험치 사이의 오차는 5%이내였는데, 이는 구조물의 강성이 파이프의 강성에 비해 상대적으로 크기 때문인 것으로 판단되며, 이는 참고문헌 (2)와 (6)의 결과로부터 확인할 수 있다. 실제로, 기존 시스템의 흡입, 토출 파이프의 공진주파수의 해석치와 실험치를 양측 자유단 조건에 대해 Table 2에 정리하였는데,

Table 2 Comparison of natural frequencies of a suction and discharge pipes by FEM analysis with those by experiments

		공진주파수 (Hz)		
		해석결과	실험결과	오차 (%)
흡입파이프	1차 공진주파수	106	103	2.9
	2차 공진주파수	142	143	0.7
토출파이프	1차 공진주파수	79	81	2.5
	2차 공진주파수	89	93	4.3

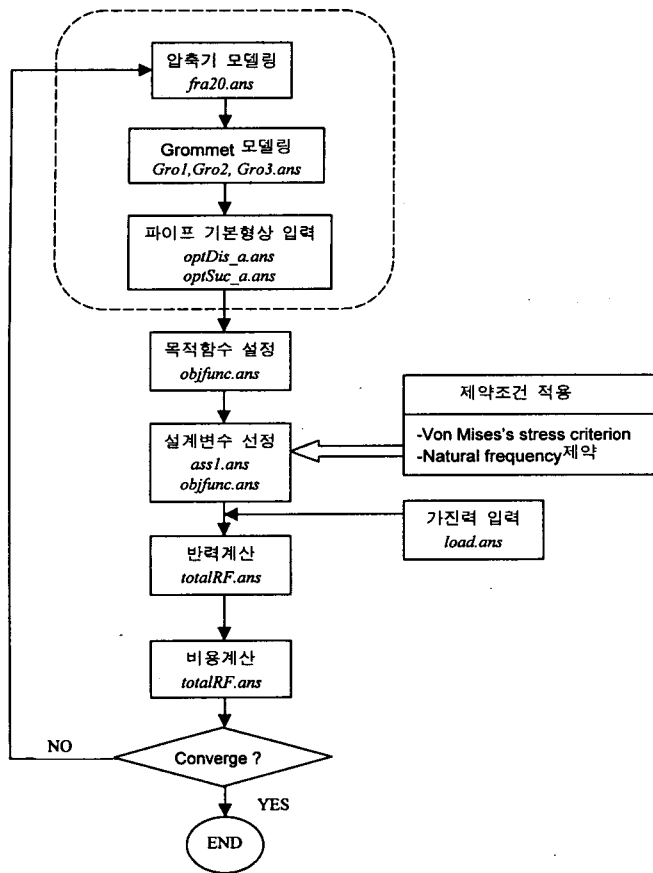


Fig. 10 Flow chart for optimization of the pipe dimensions

두 값 사이의 오차가 5% 미만임을 알 수 있다.

본 연구에서는 파이프 형상의 최종 치수를 결정하기 위해 ANSYS언어인 APDL을 이용하여 전 과정을 전산프로그램화 하였으며 Fig. 10에 흐름도를 나타내었다.

본 시스템의 관심주파수는 압축기 회전주파수(50 Hz: 유럽 수출사양)와 2배수 성분인 100 Hz까지였는데 이 범위 내에서 압축기는 강체로 거동한다고 가정하였다. 그로밋의 강성은 실제조건과 동일하도록 초기 변형을 가한 뒤 동강성을 측정하여 사용하였다. 가진력은 압축기 회전방향의 토크로 한정하였고, 주파수 성분은 운전주파수와 2배수 성분을 고려하였다. 회전 토크의 절대적인 크기는 시스템 작동 중에 실제로 측정되는 압축기의 회전진동량이 유사한 수준이 되도록 결정하였다. 참고로, 압축기 정상 작동 시에 그로밋부분에서 측정된 압축기의 접선 방향의 진동량은  $0.9 \text{ m/s}^2$ 이었다.

- 최적화를 위한 목적함수, 설계변수 및 제약조건

(1) 목적함수(Objective function):

본 연구개발의 목적은 압축기로부터 에어컨 실외

기 전반으로 전달되어 나가는 진동을 최소화하는 것이다. 따라서 압축기 시스템(압축기+그로밋+파이프)에서 주위 구조물로 연결되는 여섯 지점(3개의 그로밋과 흡입·토출 파이프가 프레임에 연결되는 지점)에서의 반력의 합과 파이프 배열에 소요되는 비용을 동시에 최소화한다.

$$\text{목적함수} = \frac{\text{반력의증감}}{\text{초기반력}} + \text{가중치} \times \frac{\text{비용의증감}}{\text{초기비용}} \quad (1)$$

위에서 선정된 목적함수는 물리적인 전달력과 생산원가 변동의 효과를 동시에 고려하도록 한 것이다. 이 때, 가중치는 시스템 개발 책임자가 정책적으로 결정할 사안이다. 본 연구개발에서는 가중치를 1로 설정하고 최적화를 수행하였는데, 이는 예를 들어 10%의 진동절연효과가 있더라도 10%의 비용이 상승하면 진동절연 효과가 없다고 평가함을 의미한다. 여기서, 반력은 실제 시스템에서 가진성분이 집중되는 운전주파수와 운전주파수의 2배수에 해당하는 주파수에서의 합력으로 하였다.

(2) 설계변수(Design variables):

흡입, 토출 파이프 수직방향 직선 부의 길이, 흡입 파이프 링 상부의 수평방향 길이의 변화량(Fig. 9의 41~45)을 설계변수로 선정하였으며, 그 외의 수평방향의 길이, 굽힘 반경 등은 공간상의 제약으로 설계변수에서 제외하였다.

(3) 제약조건(Constraints):

(i) 공진주파수:

유연체로 가정된 흡입, 토출 파이프 자체의 어떠한 공진 주파수도 압축기의 회전에 의한 가진 주파수 및 2배수 주파수의  $\pm 10\%$ 이내에 존재하지 않도록 한다. 전술한 바와 같이, 압축기 파이프의 공진주파수에 대한 FEM해석 결과와 실제 실험결과 사이의 오차는 5%미만이므로, 10%는 가공 또는 조립에서 오는 불균일성에 의한 공진주파수의 변화를 커버할 수 있는 범위이다.

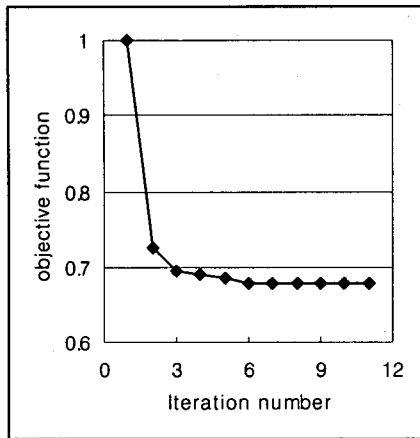
(ii) 허용응력:

파이프의 피로 파손을 막기 위하여 파이프 내부에서 발생하는 최대응력이 허용 임계치 이내에 들어오도록 한다. 이 때 파이프 내부의 최대 응력이라 함은 흡입, 토출 파이프를 통틀어서 Von Mises 응력이 가장 크게 형성되는 부분의 응력을 의미한다.

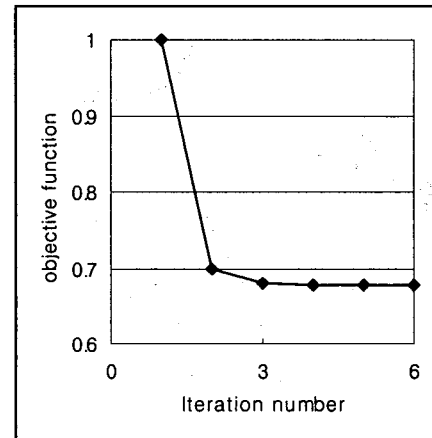
(iii) 공간상 제약조건:

파이프의 배열이 구성되는 공간은 제품의 기하학적 형상에 의해 결정되는 값으로서 지정된 설계변수의 범위를 최대값과 최소값으로 한정하였다. 파이프





(a) Layout - 1



(b) Layout - 2

Fig. 11 Convergence of objective function for the two suggested pipe layouts through the optimization

각 부분의 길이가 지나치게 짧아지면 파이프가 압축기에 닿게 되고, 지나치게 길어지면 에어컨 실외기에 파이프가 접촉하게 된다. 본 연구개발의 대상이 되는 시스템의 공간상의 제약 조건은 결국 설계변수인 파이프 길이( $\Delta 1 \sim \Delta 5$ )의 최대치로서 Table 3의 우측 단에 표시하였다.

● 최적화 결과

주어진 목적함수와 제약조건을 이용하여 최적화 과정을 수행하고 설계변수들, 즉 각 부분의 최종 치수들을 정하였으며, 이 때 목적함수가 수렴하는 과정에서 반력의 합이 감소하는 과정을 Fig. 11에 두 가지 파이프 배열 개선안에 대해 각각 도시하였다. 그리고 각 설계변수에 대한 최적화 결과는 Table 3에 정리하였다. Fig. 12와 Table 4에는 최종안으로 채택한 첫 번째 초기형상에 대해, 최적화 이전과 최적화 이후의 주파수 특성 및 공진주파수의 변화를 도시하였다. 그리고 Table 5에는 개선안을 실제 시스템에 적용하였을 때, 구조물 진동량의 변화를 비용의 변화와 함께 정리하였다.

Table 3을 보면, 전반적으로 파이프의 길이가 초기 형상보다 증가하였음을 알 수 있다. 특히  $\Delta 1$ ,  $\Delta 2$ 를 제외한 값들은 허용길이의 최대값까지 증가하였다. 최적화 결과를 보면 목적함수인 반력과 비용의 증감률을 분리하여 정리하였는데, 반력이 35%이상 감소한 반면 비용은 4.4%까지 증가함을 알 수 있었다. 두 가지 개선안을 볼 때, 두 번째 안은 길이도 더 길고, 공간도 많이 차지하는 반면 첫 번째 안에 비해 진동절연효과의 개선은 미미한 것으로 나타났으며, 실제 시스템에서는 첫 번째 개선안을 최종안으로 채택하였다.

Table 3 Optimization of pipe dimensions for the two layouts

		개선안 - 1	개선안 - 2	설계변수의 범위	
설계 변수	흡입 파이프의 치수	$\Delta 1$ (mm)	+50	+23	(-10, +50)
		$\Delta 2$ (mm)	-4.7	+26	(-5, +30)
		$\Delta 3$ (mm)	-10	-10	(-10, +30)
	토출 파이프의 치수	$\Delta 4$ (mm)	+10	+10	(-10, +50)
		$\Delta 5$ (mm)	+50	+50	(-50, +50)
파이프내의 최대 Von Mises 응력(N/m <sup>2</sup> ) < $5.6 \times 10^7$ (임계치)		$9.9 \times 10^6$	$1.0 \times 10^7$		
최적화 결과	전체 반력	37% ↓	35.6% ↓	-	
	비용 증가율 (파이프 비용만 비교)	3.3% ↑	4.4% ↑		

Fig. 12와 Table 4에는 본 연구개발에서 최종안으로 선정한 첫 번째 개선안의 주파수 특성을 정리하여 도시하였다. Fig. 12에는 최적화이전과 이후에 각각 흡입, 토출 파이프에 가속도계(PCB353B16)를 부착하고 초소형 충격망치(PCB086C80)로 가진하여 주파수 응답함수를 구하여 도시하였으며, Table 4에는 주요 피크들의 공진 주파수를 정리하였다. 이 때, 주파수 응답함수는 가진 지점을 바꿔가며 피크들이 가장 잘 나타나는 지점을 선정하였다. 주파수 응답함수의 경우 토출 파이프와 흡입 파이프 모두 저주

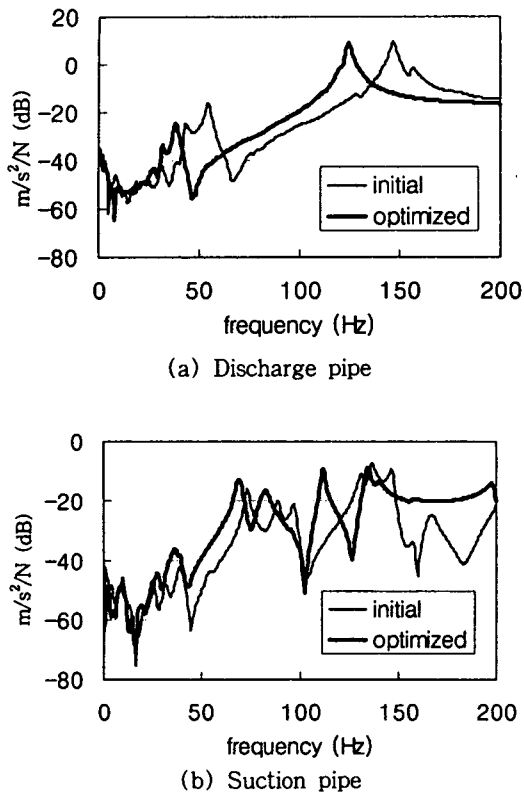


Fig. 12 Frequency response functions of the discharge and suction pipes before and after optimization

파수 영역의 공진 주파수가 낮아짐을 알 수 있는데, 이는 파이프 강성의 저감과정을 통하여 파이프 형상을 설계하였기 때문이며, 또 한가지 이유는 최적화 과정에서 운전 주파수인 50 Hz와 2배수 주파수인 100 Hz를 벗어나도록 설계하였기 때문이다. 토출파이프의 경우, 운전 주파수인 50 Hz부근에 43.5 Hz와 55 Hz 두 개의 피크가 인접하여 있었으나 개선안에서는 각각 32 Hz와 38.5 Hz로 상당히 낮아졌음을 확인할 수 있었다. 흡입 파이프의 경우는, 초기상태에서 97 Hz의 피크가 문제가 되었으나 최적화 이후에는 문제가 되는 100 Hz에서 10%이상 벗어났음을 확인할 수 있었다. 본 연구에서 3배수 성분인 150 Hz성분을 최적화 과정에서 고려하지 않았던 이유는 압축기 단품에서 측정된 가진력이 운전주파수와 2배수 주파수에 집중되어 있었기 때문이었으나, 만일 문제가 된다면 최적화 프로그램에 이를 추가하면 될 것이다.

Table 5에는 파이프 개선안을 실제 시스템에 적용하여 정상 운전시켰을 때의 구조물 진동량과 운전 주파수에서 마운팅에 관련된 진동 저감률을 초기상태와 비교하여 정리하였다. 먼저, 구조물 진동량은

Table 4 Comparisons of the natural frequencies of the first layouts before after optimization by experiments

	공진주파수(Hz)	
	초기상태	최적화 후
흡입파이프	39	36.5
	73.5	38.5
	89	68.5
	97	82.5
	131.5	112
	137	135
토출파이프	146.5	140
	43.5	32
	55	38.5
	147	124.5

Table 5 Performance-cost analysis before/after the applications of improved layouts

	초기상태	파이프 개선-1	파이프 개선-2
구조물 진동량	100%	67.5%	63.5%
진동저감비	11.25	18.45	17.26
비용변동률 (뎀퍼 1개 대체한 경우)	-	3.3% ↑ (1.7% ↓)	4.4% ↑ (0.6% ↓)

그로밋이 연결되는 프레임 세 지점과 파이프가 프레임에 연결되는 세 지점에서의 3 방향 진동성분의 벡터 합을 각각 합하여 초기 값을 100(%)으로 보았을 때 파이프 개선안을 적용한 후의 값을 %로 표현하였는데, 두 가지 개선안이 각각 32~37% 정도의 저감효과를 나타냈다. 두 번째 줄에 정리한 진동 저감비는 파이프를 설치한 후, 압축기 운전 주파수에서의 진동저감비(전달률의 역수)를 나타낸 것인데, 두 가지 안 모두 50%가량의 개선효과가 있었다. 세 번째 줄의 항목은 파이프 길이 증가에 따른 비용의 상승률을 나타내었다. 그리고 괄호 안에는, 파이프 진동을 저감시키기 위해 기존에 사용하던 뎀퍼 1개를 파이프 배열 개선안의 적용을 통해 제거하였을 때 이를 고려한 전체 비용변동률을 나타내었다. 결국, 본 연구에서 제안한 방법을 적용하여 파이프 설계를 수행하면 파이프 내의 공진 발생이 원천적으로 방지되기 때문에, 파이프 길이가 약간 증가하더라도 파이프의 공진을 막기 위한 제진 요소를 대체하게 되므로 오히려 비용절감 효과가 있음을 보여주고 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 파이프를 통해 전달되는 압축기 진동을 최소화하는 관점에서 파이프 시스템의 배열을 결정하는 기법을 개발하였다. 우선, 파이프배열에 사용되는 단순한 요소들의 강성 특성을 분석함으로써 요소의 형상과 연결방향에 따른 강성의 변화 경향을 파악하였으며, 이 결과를 토대로 파이프 배열의 초기형상을 구하는 가이드라인을 제안하였다. 이에 따라 흡입·토출 파이프의 초기 배열을 구성하였다. 초기 배열의 각 주요 치수(dimension)를 설계변수로 하여 최적화 과정을 수행하여, 제한조건을 만족시키면서 목적함수(진동저감+비용)를 최소화하는 방향으로 파이프 배열의 최종 형상(dimension)을 결정하였으며, 이 과정을 설계자가 용이하게 사용할 수 있도록 전산 프로그램화하였다.

이 과정을 실제 파이프의 형상 설계(개선안 1, 2)에 적용한 결과, 파이프의 공진 주파수가 가진력 성분의 주파수에서 벗어났음을 확인할 수 있었으며, 기존 형상에 비해 진동전달량도 35% 이상 감소함을 알 수 있었다. 이 때 파이프 길이의 증가에 따른 소요비용은 최대 4.4% 가량 추가되었다. 그러나 파이프 국부 모드에 의한 진동을 저감시키기 위해서 고무블록이나 댐퍼를 사용하는 경우에, 이들의 단가는 현재 시스템의 파이프 전체 단가의 5%가 넘는다. 따라서, 제안된 파이프 설계방법을 적용하여 이들을 사용하지 않게 된다면 오히려 전체적인 비용의 절감 효과를 기대할 수 있다. 본 과제에서 개발한 파이프 형상 최적화 과정을 수행하면 국부진동의 발생을 근본적으로 배제할 수 있어서 이들 제진 요소의 사용이 필요없어질 뿐 아니라 주위로 전파되는 힘도 상

당량 줄일 수 있어서 시스템 전체의 진동저감에 상당히 유용할 것으로 판단된다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Yamamoto, H. and et al., 1995, "A Vibration Analysis System for Pipe Design," PVP-Vol. 305, ASME, pp. 327~337.
- (2) Yokoyama, S. and et al., 1989, "Simulation Technologies for Vibration and Nodes," National Technical Report, Vol. 35, No. 6, pp. 114~121.
- (3) Sawanobori, T. and et al., 1995, "A Vibration Analysis of Compressor-Piping Coupled System in Air Conditioning Units, ASME, PVP-Vol. 305, Current Topics in Computational Mechanics, pp. 305~310.
- (4) 김석관, 김성대, 임기수, 1993, "부분구조 합성법을 이용한 냉장고의 진동해석," 한국소음진동공학회지, 제 3 권, 제 3 호, pp. 253~257.
- (5) 김장권, 김대식, 정재화, 차재은, 박병일, 1994, "에어컨 소음저감을 위한 기술동향," 한국소음진동공학회지, 제 4 권, 제 2 호, pp. 124~136.
- (6) Carrier Co., Technical Manual for Air-conditioner Compressor.
- (7) Sano, K. and et al., 1997, "Experimental Study for Reduction of Noise and Vibrations in Hermetic Type Compressor (4th Report : Compressor Vibrations and their Transfer Control)," Trans. of the JSRAE, Vol. 14, No. 2, pp. 233~243.
- (8) ANSYS User Reference Manual, SAS IP Inc.