

밀폐형 왕복동압축기의 리드밸브 동특성에 관한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of Reed Valves in Hermetic Reciprocating Compressors

김 정 우*, 김 현 진*, 박 회 용**
 J. W. Kim*, H. J. Kim*, H. Y. Park**

Key Words : Reed Valve(리드밸브), Dynamic Characteristics(동특성) Finite Element Method(유한요소법)

ABSTRACT

This paper presents numerical and experimental methods of investigating dynamic characteristics of reed valves of hermetic reciprocating compressors. For the natural frequency, two different techniques have been tried : microphone method and strain gage method. In the microphone method, acoustic pressure signals from excited valves have been analyzed, while signals of tiny strain gauge attached on the reed valves have been utilized in the strain gage method. The empirically determined natural frequencies have been compared to the ones calculated by finite element method. Reasonably good agreements between the experimental and numerical results have been found, implying that the natural frequencies of reed valves could be obtained by FEM alone with enough accuracy.

기 호 설 명

[B]	= 스트레인 형성함수 행렬	$[N]^T$	= $[N]$ 의 전치행렬
$[B]^T$	= $[B]$ 의 전치행렬	$q_i(t)$	= 모우드 좌표계에서의 i 번째 모우드의 변위
[D]	= 탄성행렬	$\{u\}$	= 절점의 변위 벡터
$F_i(t)$	= 모우드 좌표계에서 표시된 모우드 힘	$\{\ddot{u}\}$	= $\frac{\partial^2}{\partial t^2} \{u\}$
[K]	= 강성 행렬	$\{\phi_i\}$	= i 번째 고유진동수에서 모우드 형태를 나타내는 고유벡터
[M]	= 질량 행렬	ρ	= 밀도
$[M]^e$	= 요소의 질량행렬	ζ	= 감쇠계수
$[M]_i$	= 모우드 좌표계에서 표시된 모우드 질량	ω_i	= i 번째 고유진동수
[N]	= 형성함수		

* 정회원, 생산기술연구원

** 정회원, 한양대학교 기계공학과

1. 서 론

왕복동 압축기에서 흡입 및 토출밸브는 압축기의 성능에 매우 큰 영향을 미치는 중요한 요소로서, 작동유체가 밸브를 통과할 때 밸브손실을 유발하고 그 양은 압축기 지시일량의 15~20%에 달한다고 알려져 있다. 따라서 밸브의 적절한 설계는 압축기의 효율향상에 매우 중요하다. 중·대형 왕복동 압축기의 밸브시스템은 밸브판 (valve plate)이 별도의 밸브스프링에 의해 지지되어 운동하도록 구성되어 있는 반면에 냉장고나 에어컨에 사용되는 소형의 밀폐형 왕복동 압축기에는 별도의 밸브스프링이 없이 리드밸브만이 장착되어 이것이 밸브판과 밸브스프링의 역할을 겸하게 되어 있다. 따라서 리드밸브가 냉매의 출입에 최소의 유동저항을 주도록 충분한 유연성을 가짐과 동시에 적절하게 밸브포트를 여닫을 수 있는 강성을 갖는 것이 요구되며, 이를 위해서는 밸브의 설계시 동특성에 대한 충분한 고찰이 필요하게 된다. 리드밸브의 동특성을 대표할 수 있는 것으로 고유진동수를 들 수 있다. 밸브를 통과하는 냉매의 질량유동율은 밸브의 스프링상수에 직접적인 영향을 받으며, 밸브의 스프링상수는 밸브 고유진동수의 제곱근에 비례하므로 밸브의 고유진동수를 정확히 예측하는 것은 압축기의 설계 및 성능예측에 있어 가장 중요한 부분을 차지한다.

한편, 압축기의 성능향상을 도모하는 한 방편으로 압축기의 구조 변경 내지는 운전조건의 변화에 따른 성능변화를 예측할 수 있도록 성능해석 시뮬레이션 프로그램들이 개발되어 오고 있다. 이러한 시뮬레이션 프로그램에는 압축기의 피스톤 운동에 따른 밸브의 운동에 대한 정확한 정보를 필요로 한다.

일반적으로 밸브의 운동은 아래와 같이 간단한 운동방정식으로 나타낼 수 있다.^{1), 2), 3), 4)}

$$\ddot{q}_i(t) + 2\zeta\omega_i\dot{q}_i(t) + \omega_i^2 q_i(t) = \frac{F_i(t)}{M_i} \dots\dots (1)$$

여기서, $q_i(t)$ 는 밸브시트로부터 이동한 밸브의 변위를 나타낸 것이다. 식(1)에서 밸브의 고유진동수 ω_i 와 감쇠계수 ζ 는 프로그램상에 입력

데이터로 주어져야 하는 것으로 보통 실험을 통해 얻은 실험데이터를 이용하게 된다.

밸브의 운동을 표현함에 있어 고차모우드에 대한 고유진동수 ω_i 값을 많이 포함 할 수록 해석이 정확하지만, 크기가 작은 리드밸브의 경우 실제적으로는 밸브운동을 단순한 1자유도의 스프링-질량계에 간주하여 해석한다.^{1), 3)} 감쇠계수 ζ 는 밸브의 구조감쇠계수(material damping coefficient)와 유체저항에 의한 감쇠계수의 합으로 결정되는 값으로 밸브의 구조감쇠계수는 실험을 통해 얻을 수 있지만 그 크기가 매우 작아 무시할 수 있고, 유체저항에 의한 감쇠계수는 실험상의 어려움으로 인하여 그 값을 구하기 어렵기 때문에, 일반적으로 성능해석 시뮬레이션 결과와 실험결과와의 보정에 의해 감쇠계수 ϕ 를 결정한다.¹⁾ 따라서 이 연구에서는 밸브의 고유진동수 ω_i 만을 연구대상으로 하였다.

밸브를 설계할 때나 성능해석 시뮬레이션의 입력데이터로서 필요한 밸브의 고유진동수는 이론적 해석방법 또는 동특성 실험을 통해 얻을 수 있다. 이론적 해석방법으로는 유한요소법(Finite Element Method)을 이용하는 것을 들 수 있다. 유한요소법을 밸브의 해석에 적용한 예를 살펴보면, 주로 밸브의 변형량과 응력해석과 같은 정적해석(static analysis)에서 많이 이용되어왔다.^{5), 6), 7)} 밸브의 동특성해석에 유한요소법을 적용한 예로는 Lal⁸⁾과 McLaren등⁹⁾이 수행한 연구를 들 수 있다. Lal은 상용 유한요소법 프로그램인 SUPERB과 ANSYS를 이용하여 밸브의 동특성해석을 수행한 후 이때 얻은 고유진동수를 서로 비교하여 보았으며, McLaren 등은 외팔보(cantilever)형 흡입밸브에 대해 유한요소법을 이용하여 고유진동수를 구하였다.

밸브의 동특성 실험에 대해서는 Soedel¹¹⁾이 전자석을 이용한 가진 장치와 변위센서를 이용하는 실험예를 보였으며, Papastergiou¹⁰⁾ 등은 반고리형 리드밸브(half-annular reed valve)에 대해 전자석식가진기(electro-magnetic exciter)와 레이저 홀로그래피를 이용한 실험을 통해 고유진동수를 측정하였다. 밸브의 고유진동수를 매번 동특성실험을 통해 구한다면 실험오차 내에서 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있지만 시간과

경비가 많이 들 것이고, 따라서 밸브의 동특성 해석을 이론적 해석만으로 수행할 수 있으면 이와같은 불편을 피할 수 있을 것이다. 이를 위해서는 이론해석결과에 대한 검증이 선행되어 그 타당성이 입증되어야 한다.

이 연구에서는 먼저 밀폐형 왕복동압축기에 흔히 사용되는 4가지 형태의 소형 리드밸브를 대상으로 하여 이론 및 실험적인 방법을 통해 동특성해석을 수행하였다. 이론적 해석방법으로는 상용 유한요소법 프로그램인 ANSYS 4.4a 을 이용하였으며, 실험에 있어서는 마이크로폰과 스트레인게이지를 이용하여 밸브의 동특성을 충분히 측정할 수 있음을 보였다. 해석적으로 얻어진 결과와 실험에서 측정된 결과의 비교를 통해서 밸브를 설계할 때나 성능해석 시뮬레이션에 필요한 입력데이터로서 요구되는 밸브의 고유진동수를 이론적인 해석방법만으로도 타당한 결과를 얻을 수 있는지 살펴 보았다.

2. 유한요소해석

2.1 기본이론

어떤 물체의 비감쇠 자유진동을 유한요소의 행렬로 나타내면 운동방정식은 다음과 같이 표현되고¹⁾

$$[M] \{\ddot{u}\} + [K] \{u\} = \{0\} \dots\dots\dots (2)$$

여기서, 강성행렬 $[K]$ 와 질량행렬 $[M]$ 은 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[K] = \int_V [B]^T [D] [B] dV \dots\dots\dots (3)$$

$$[M] = \sum [M]^e = \sum \int_V [N]^T \rho [N] dV \dots\dots (4)$$

선형계의 경우 구조물의 자유진동은 다음과 같은 조화함수로 가정할 수 있으며

$$\{u\} = \{\Phi_i\} \cos \omega_i t \dots\dots\dots (5)$$

식(5)를 식(2)에 대입한 후 정리하면 다음과 같은 고유치 문제(eigen value problem)로 바꾸어 쓸 수 있다.

$$(-\omega^2 [M] + [K]) \{\Phi_i\} = \{0\} \dots\dots\dots (6)$$

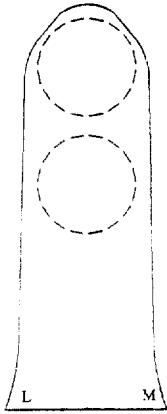
이 식으로부터 Guyan 축약법(Guyan reduction procedure)에 의해 축약행렬(reduced matrix)로 구성된 표준 고유치 문제를 유도한 후, 이분법(bisection method)과 Sturm시퀀스 검증을 이용하여 n 개의 주 자유도 수(master degrees of freedom)와 같은 수의 고유 진동수 ω 와 고유 벡터 $\{\Phi_i\}$ 를 구하게 된다.

2.2 밸브 모델링

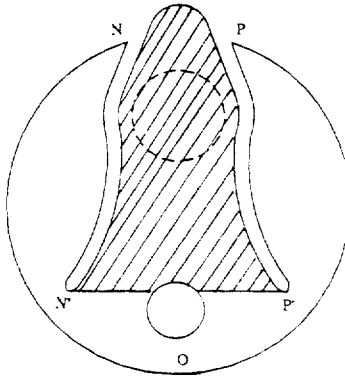
Fig. 1은 본 연구에서 대상으로 한 리드밸브의 각 형상을 보여주는 것으로 여기에서 점선으로 나타낸 원은 밸브포트의 위치를 나타낸 것이다. 이후로는 Fig. 1의 (a), (b), (c) 및 (d)의 밸브를 각각 밸브 A1, A2, B1, B2라고 부른다. 밸브 A1과 A2는 흡입밸브이고 밸브 B1과 B2는 토출밸브이다. 밸브 A1과 B1은 550W용량의 밀폐형 왕복동 압축기에 사용되고 있는 것으로 2개의 흡입포트와 4개의 토출포트를 각각 덮고 있다. A2와 B2는 210W용량에 사용되고 있는 것으로 흡입포트와 토출포트의 수는 각 1개씩이다. 밸브의 장착 상태를 살펴보면, 밸브A1은 실린더와 밸브시트 사이에 장착되어 선분 LM분 따라 밸브 지지판으로 고정되어 있고, 밸브 A2는 원주 NOP를 경계로 고정되어 있다. 밸브 A2에서 실제 리드밸브의 역할을 하는 것은 빗금친 부분만 해당된다. 토출밸브 B1은 밸브시트와 실린더 헤드 사이에서 밸브스톱을 겸하는 지지판에 의해 선분 QR, ST를 따라 고정되어 있으며, 밸브 B2는 가스켓으로 선 UV와 WX를 따라 고정되어 있다.

각 밸브의 모우드 해석은 밸브 한 쪽이 고정되어 있고 다른 한 쪽이 자유롭게 운동하는 경우로 해석하였고, 해석에 사용된 요소형태는 4절점 사변형 셸 요소(4-node quadrilateral shell element)로서 이것은 얇은 셸이나 판 해석에 유용하다. Fig. 2의 (a)와 (b)는 이 요소형태를 이용하여 밸브A1과 B1에 대해 각각 요소분할한 형태를 나타낸 것이다.

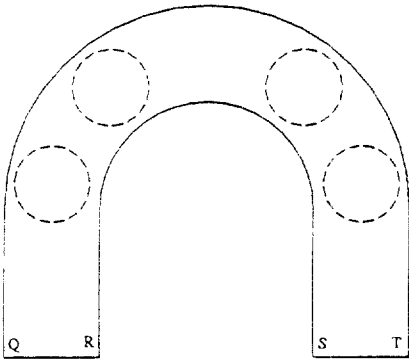
경계조건으로서 고정된 부분에 해당하는 모든 절점(node)은 각 절점에 대해 모든 자유도, 즉 3방향의 이동변위 u_x, u_y, u_z 와 3방향의 회전변위 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 를 0으로 하였다.



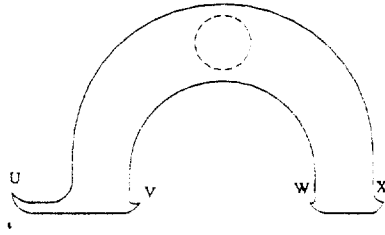
(a) Valve A1



(b) Valve A2

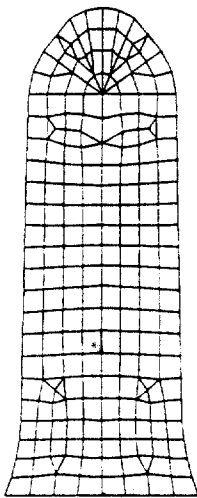


(c) Valve B1

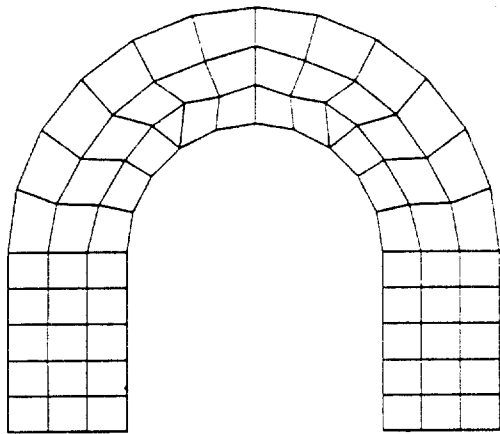


(d) Valve B2

Fig. 1 Valve configuration



(a) Valve A1



(b) Valve B1

Fig. 2 Grid generation of valves

3. 동특성 실험

3.1 실험장치

일반적으로 어떤 구조물의 동특성 측정은 가속도계를 구조물에 부착시킨 후 충격가진망치 (impact hammer)로 구조물을 가진하여 이에 대한 동적응답을 가진력과 동시에 측정하는 것으로 이루어진다. 그러나, 리드밸브의 경우에는 크기가 작고 무게도 가볍기 때문에 가속도계를 이용하는 일반적인 방법을 적용할 수 없다. 따라서, 이 연구에서는 마이크로폰으로 음압을 측정하여 동적 응답을 분석하는 비접촉 방식과 무게가 아주 작은 스트레인 게이지를 밸브에 부착하여 밸브의 변형율을 측정 분석하는 접촉 방식을 채택하여 밸브의 동특성을 측정하였다.

실험을 위해 먼저 밸브가 압축기에 장착되어 있는 구속조건을 만족시키는 고정대와 지지판을 각 밸브에 대해 별도로 설계 제작하였고, 실제 장착조건과 일치하도록 밸브를 이것에 고정시켜 실험하였다.

각 실험에 대한 실험장치의 개략도는 Fig. 3의 (a)와 (b)에 나타내었다. Fig. 3의 (a)는 마이크로폰을 이용하여 동특성을 측정하는 실험장치를 나타낸 것으로 RION사의 1/2" 마이크로폰(모델명 : NK-50)과 NK-17전치증폭기 그리고 A &

D사의 AD3525주파수 분석기로 구성되어 있다. 마이크로폰을 통해 측정된 신호는 전치 증폭기를 통해 증폭된 후 주파수 분석기에 입력되어 분석된다. Fig. 3의 (b)는 스트레인 게이지를 이용한 실험장치의 개략도로써 Kyowa사의 게이지 길이 2mm, 무게 약 0.01g 인 KFG-2N-120-C1 형 (게이지율=2.0) 스트레인 게이지, 스트레인 게이지에서 나온 저항변화를 전기신호로 바뀌어 증폭시켜 주는 Analog Design사의 ADL-8731T 동적 스트레인 게이지 증폭기 그리고 A & D사의 AD3525주파수 분석기로 구성되어 있다.

3.2 실험방법

마이크로폰을 이용하여 동특성을 측정하는 실험은 무향실 안에서 수행하였다. 먼저 리드밸브를 실험하려는 경계조건에 맞게 밸브 고정대에 고정시킨후 마이크로폰을 밸브로부터 약 20mm 떨어진 위치에 고정시켰는데 마이크로폰의 고정위치는 밸브로부터 발생하는 음압을 충분히 측정할 수 있도록 고려하여 설정한 것이다. 이 실험에서는 충격가진 망치를 사용할 수 없는 상황이기 때문에 가진방법으로 밸브의 자유단에 초기변위를 가했다가 놓는 방법을 이용하였다. 이때 발생하는 음압을 측정하여 주파수분석을 수행하였고, 20회의 실험을 통해 얻은 주파수분석의 평균값을 실험결과로 채택하였다.

스트레인게이지를 이용한 동특성 측정실험에서는 먼저 스트레인 게이지를 변형율이 가장 큰 리드밸브의 하단부에 접착하여 리드밸브를 실험조건에 맞게 밸브 고정대에 고정시킨 후 마이크로폰을 이용한 실험과 동일한 가진방법으로 밸브의 자유단을 가진시켰고 이때 발생하는 변형율을 측정하여 주파수를 분석하였다. 이 경우에도 20회의 실험을 통해 평균화된 주파수분석 결과를 얻었다.

이 연구의 실험은 구조물의 동특성해석시 가진에 의한 입력치를 측정함에 의해 고유진동수와 그에 해당되는 전달함수를 구하는 일반적인 방법과는 달리 입력치를 모르는 상태로 실험을 수행하였다. 그러나 이 연구의 실험이 고유진

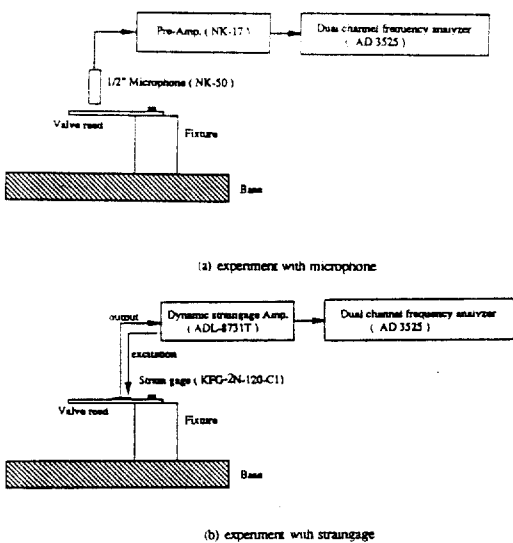


Fig. 3 Schematics of experimental setup

동수를 측정하는데 목적이 있고 고유진동수는 가해진 입력에 대해 상대적으로 그 크기만 변화하여 측정되는 물리량의 주파수분석을 통해 구할 수 있기 때문에 실험방법상 문제는 없다고 생각된다.

4. 결과 및 토의

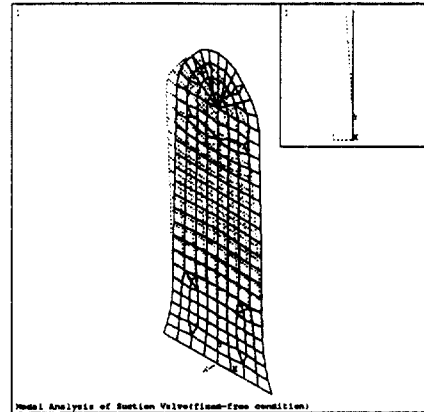
4.1 해석결과 및 토의

Fig. 4는 흡입밸브 A1의 해석결과를 나타낸 것이다. 여기에서 점선으로 나타난 형태가 모우드의 변화이고 우측상단에 나타난 그림은 이것을 2차원적으로 본 형태이다. Fig. 4의 (a)는 1차 모우드의 변화를 나타낸 것으로 130.4Hz의 고유진동수로 1차굽힘 모우드를 나타내고 있음을 알 수 있으며, Fig. 4의 (b)로부터는 밸브 A1이 784.7Hz의 2차 고유진동수를 갖는 2차굽힘 모우드를 나타내고 있음을 알 수 있다. 3차 모우드는 859.1Hz의 고유진동수로 굽힘모우드와 비틀림모우드를 함께 나타내고 있다.(Fig. 4의 (c)).

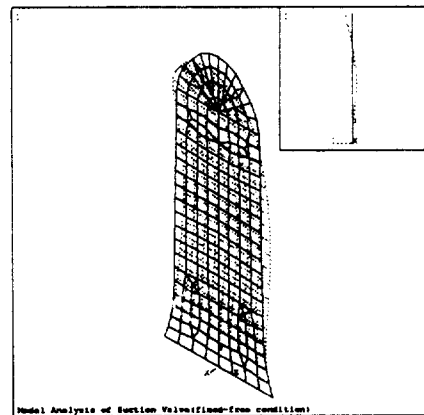
밸브 A2의 경우에는 443.2Hz의 고유진동수를 갖는 1차 굽힘모우드, 2349.0Hz의 2차 굽힘모우드 그리고 3000.0Hz의 3차 고유진동수를 갖는 비틀림 모우드를 얻을 수 있었다. 밸브 A2가 밸브 A1에 비해 높은 고유진동수를 나타내고 있는데 이것은 구속조건과 크기의 차이로 인하여 강성이 더 크게 나타나기 때문이라고 생각된다.

Fig. 5는 토출밸브 B1에 대한 해석결과를 나타낸 것으로 1차 모우드는 굽힘 모우드로서 150.6 Hz의 고유진동수를 나타내고 있고(Fig. 5의 (a)), 2차 모우드는 425.8Hz로 굽힘모우드와 비틀림 모우드를 함께 보여준다(Fig. 5의 (b)). Fig. 5의 (c)는 3차 모우드를 나타낸 것으로 927.3Hz로 안으로 휘면서 비틀리는 모우드를 보여준다.

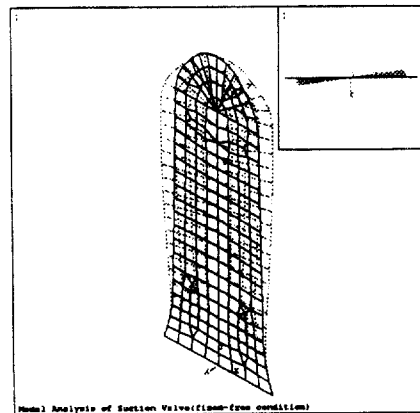
밸브 B2를 해석한 결과 480.4Hz의 1차 굽힘 모우드가 나타났고, 2차 모우드는 1453.1Hz로 비틀림모우드가 나타났다. 3차 모우드는 안으로 휘면서 비틀림 모우드와 굽힘 모우드가 함께 나타났으며 고유진동수는 3432.1Hz였다. 흡입밸브의 경우에서처럼 밸브 B2 역시 밸브 B1보다 높은 고유진동수를 가지고 있음을 알 수 있다.



(a) 1st mode

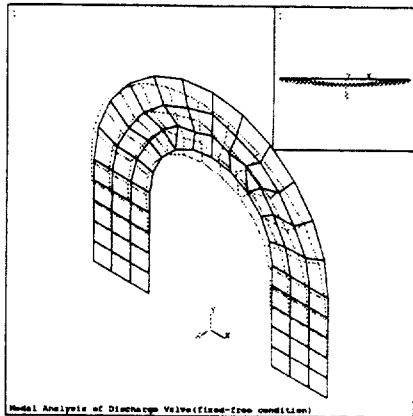


(b) 2nd mode

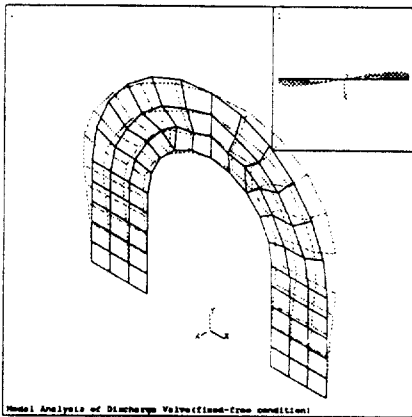


(c) 3rd mode

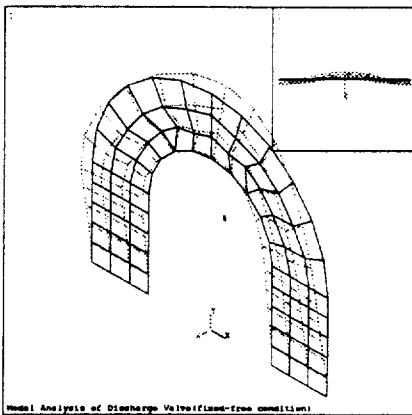
Fig. 4 Mode shapes of Valve A1



(a) 1st mode

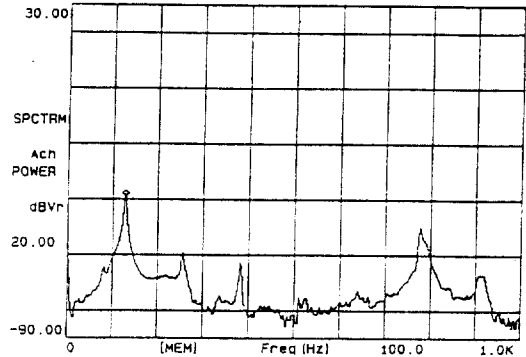


(b) 2nd mode

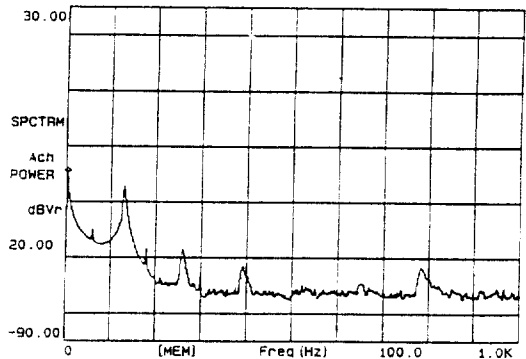


(c) 3rd mode

Fig. 5 Mode shapes of Valve B1



(a) experiment with microphone



(b) experiment with strain gauge

Fig. 6 Natural frequency measurements of Valve A1

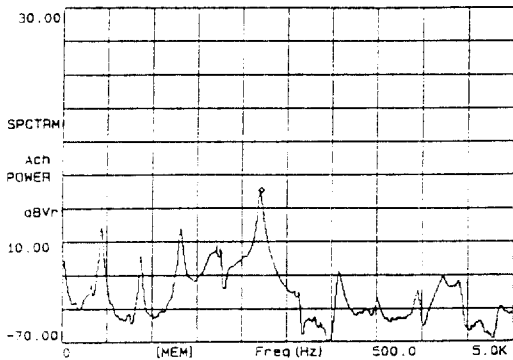
4.2 실험결과 및 토의

Fig. 6의 (a)와 (b)는 각각 밸브 A1에 대해 마이크로폰과 스트레인게이지를 이용하여 실험한 주파수분석 결과를 나타낸 것이다. Fig. 6의 (a)로부터 127.5Hz에서 첫번째 피크가 나타나는 것을 볼 수 있는데 이것이 1차 고유진동수를 나타내는 것이다. 그 뒤에 일정한 간격을 두고 연속적으로 나타나고 있는 두 번째와 세 번째 피크는 1차 고유진동수의 각각 2배, 3배 되는 주파수에서 나타나고 있으며 이것은 1차 고유진동수의 조화성분이다. 그 뒤로 777.5Hz와 910.0 Hz에서 피크가 나타나고 있으며 이것들이 각각 2차 고유진동수 및 3차 고유진동수를 나타내고 있는 것이다.

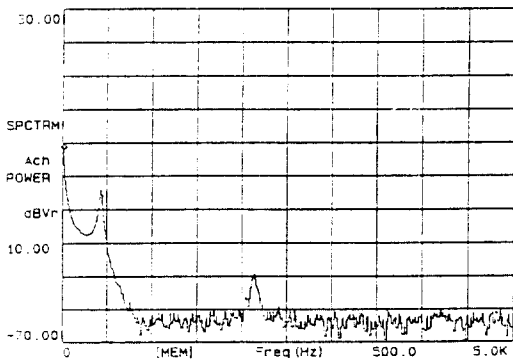
스트레인 게이지를 이용한 실험결과인 Fig. 6의 (b)를 살펴보면 130.0Hz에서 1차 고유진동수를 나타내고 있고, 그 뒤에 일정한 간격을 두고 2

개의 조화 성분이 나타남 다음 785.0Hz의 2차 고유진동수를 나타내는 피크가 나타났다. 그러나 마이크로폰을 이용한 실험에서와는 달리 3차 고유진동수는 분석되지 않았다. 이것은 스트레인 게이지를 밸브 A1에 부착할 때 밸브의 대칭 선상 즉, Fig. 4의 (c)에서 추정할 수 있듯이 3차 모드 의 절선 (nodal line)과 일치하도록 부착 하여 그 결과 3차 모드에 해당되는 밸브의 변형율을 측정하지 못했기 때문이라고 생각된다.

Fig. 7의 (a)와 (b)는 밸브 A2에 대한 실험 결과를 나타낸 것으로 Fig. 7의 (a)로 부터 437.5 Hz의 1차 고유진동수와 이것에 대한 2개의 조화 성분 및 2200.0Hz의 2차 고유진동수 그리고 3075.0Hz의 3차 고유진동수가 나타남을 알 수 있다. 스트레인 게이지를 이용한 실험에서는 437.



(a) experiment with microphone



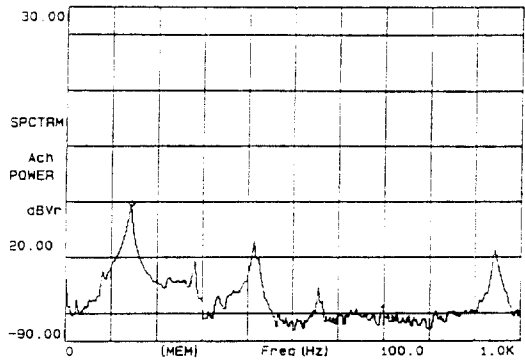
(b) experiment with strain gage

Fig. 7 Natural frequency measurements of Valve A2

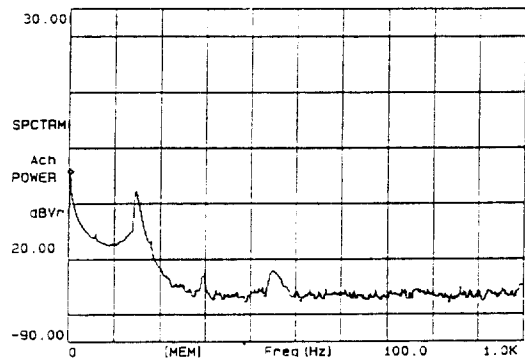
5Hz의 1차 고유진동수와 2137.5Hz의 2차 고유진동수가 나타났고 마이크로폰을 이용한 실험과는 달리 조화성분이 나타나지 않았다(Fig. 7의 (b)).

밸브 B1에 대한 실험결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8의 (a)에서는 142.5Hz, 415.0Hz 그리고 945.0Hz에서 각각 피크를 나타내고 있는데 이것들이 각각 1차, 2차 및 3차 고유진동수임을 알 수 있다. 그리고 1차 고유진동수의 2배, 4배에 해당하는 조화성분이 나타났는데 그 정도가 작게 나타났다. 스트레인 게이지를 이용한 실험에서는 147.5Hz와 450.0Hz의 1차 고유진동수와 2차 고유진동수를 얻을 수 있었고, 3차 고유진동수는 분석되지 않았다.

Fig. 9의 (a)와 Fig. 9의 (b)는 밸브 B2에 대한 주파수 분석 결과를 나타낸 것이다. Fig. 9의 (a)



(a) experiment with microphone



(b) experiment with strain gage

Fig. 8 Natural frequency measurements of Valve B1

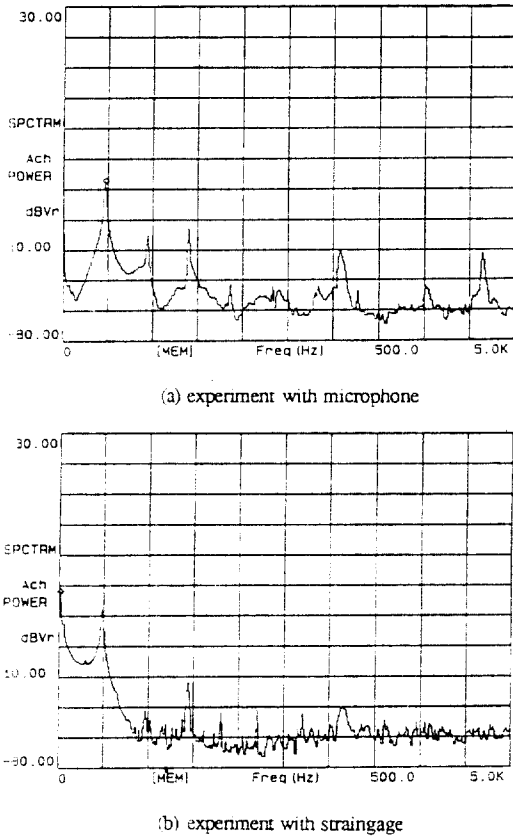


Fig. 9 Natural frequency measurements of Valve B2

에서 알 수 있듯이 1차 고유진동수에 해당되는 475.0Hz에서 첫번째 피크가 나타나고 2차 고유진동수와 3차 고유진동수에 해당되는 1412.5Hz와 3062.5Hz에서 각각 피크가 발생함을 알 수 있다. 스트레인 게이지를 이용한 실험에서는 Fig. 9의 (b)에 보여지는 것 처럼 480.0Hz의 1차 고유진동수와 1435.0Hz의 2차 고유진동수뿐만 아니라 3150.0Hz의 3차 고유진동수도 측정되었다.

4.3 종합토의

본 연구에서 모델로 선정된 4가지 밸브에 대해 유한요소법을 이용한 이론해석 결과와 실험 결과를 비교한 것을 Table. 1~4에 정리하여 나타내었다. 여기서 오차는 측정치에 대한 이론치의 오차를 나타낸다. 이것들로부터 유한요소법을

이용한 이론해석결과와 실험결과가 잘 일치함을 알 수 있다. 1차 고유진동수의 경우에 그 오차 범위가 최대 6% 내였고 2차 고유진동수는 최대 10%내로 일치하였다. 3차 고유진동수의 경우 스트레인게이지를 이용한 경우 측정이 용이하지 않았고, 마이크론을 이용한 측정치 최대 12% 내의 오차를 보였다.

실험결과를 살펴보면 마이크론을 이용한 실험은 3차 고유진동수까지의 측정이 가능했지만 조화성분이 강하게 나타났고, 스트레인게이지를 이용한 실험에서는 조화성분은 적게 나타났으나 대부분 2차 고유진동수까지 측정할 수 있었다. 그리고 스트레인 게이지를 이용한 실험이 마이크론을 이용한 실험결과 보다 고유진동수가 높게 측정되었다. 단순히 생각하면 어떤 계의 고유진동수는 질량의 제공근에 반비례하여 감소하므로¹⁹⁾ 스트레인게이지를 부착할 경우 밸브에 부가된 스트레인게이지의 질량에 의해 고유진동수가 낮게 나타나야 할 것이다. 그러나 센서가 측정하는 물리량의 차이와 스트레인 게이지의 부착위치에 따른 집중질량효과, 그리고 스트레인게이지의 부착시 사용되는 접착제에 의한 강성변화 등의 복합적인 작용에 의해 Table. 1~4의 결과가 얻어졌다고 여겨진다.

스트레인게이지를 이용하여 측정한 고유진동수는 마이크론을 이용하여 측정한 것보다 최대 8.4%정도 크게 나타났고, 특히 리드밸브의 운동해석에 필요한 1차고유진동수만을 볼때는 최대 3.5%정도 크게 나타났다. 따라서 스트레인게이지를 밸브에 부착하여 밸브의 고유진동수를 측정하는 것은 비로 이것이 밸브에 미소한 질량의 증가를 가져오지만 그 영향이 크지 않기 때문에 타당한 결과를 얻을 수 있는 실험방법이라 할 수 있을 것이다.

이상의 결과를 종합해 볼때 리드밸브의 고유진동수를 실험으로 구할 경우 가진장치, 레이저 홀로그래피등과 같은 복잡한 실험장치를 이용하지 않고도 마이크론 또는 스트레인 게이지를 이용한 간단한 실험만으로 타당한 결과를 얻을 수 있다고 생각된다. 그리고 밸브를 설계할 때나 성능해석시 입력데이터로서 리드밸브의

Table. 1 Comparison of finite element analysis results with experimental results for valve A1

	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode
FEM Analysis	130.4 Hz	784.7 Hz	859.1 Hz
Experiment (with microphone)	127.5 Hz	777.5 Hz	910.0 Hz
Error	2.27 %	0.93 %	5.59 %
Experiment (with strain gage)	130.0 Hz	785.0 Hz	—
Error	0.3 %	0.03 %	—

$$\left[\text{Error} = \frac{|\text{Experiment} - \text{theory}|}{\text{Experiment}} \times 100\% \right]$$

Table. 2 Comparison of finite element analysis results with experimental results for valve A2

	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode
FEM Analysis	443.2 Hz	2349.0 Hz	3000.0 Hz
Experiment (with microphone)	437.5 Hz	2220.0 Hz	3075.0 Hz
Error	1.30 %	6.77 %	2.44 %
Experiment (with strain gage)	437.5 Hz	2137.5 Hz	—
Error	1.30 %	9.89 %	—

$$\left[\text{Error} = \frac{|\text{Experiment} - \text{theory}|}{\text{Experiment}} \times 100\% \right]$$

Table. 3 Comparison of finite element analysis results with experimental results for valve B1

	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode
FEM Analysis	150.6 Hz	425.8 Hz	927.3 Hz
Experiment (with microphone)	142.5 Hz	415.0 Hz	945.0 Hz
Error	5.68 %	2.6 %	1.87 %
Experiment (with strain gage)	147.5 Hz	450.0 Hz	—
Error	2.10 %	5.38 %	—

$$\left[\text{Error} = \frac{|\text{Experiment} - \text{theory}|}{\text{Experiment}} \times 100\% \right]$$

Table. 4 Comparison of finite elemet analysis results with experimental results for valve B2

	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode
FEM Analysis	480.4 Hz	1453.1 Hz	3432.1 Hz
Experiment (with microphone)	475.0 Hz	1412.5 Hz	3062.5 Hz
Error	1.13 %	2.87 %	12.1 %
Experiment (with straingage)	480.0 Hz	1435.0 Hz	3150.0 Hz
Error	0.08 %	1.26 %	8.95 %

$$\left[\text{Error} = \frac{|\text{Experiment} - \text{theory}|}{\text{Experiment}} \times 100\% \right]$$

고유진동수를 구할 경우 유한요소법을 이용한 이론해석만으로도 비교적 정확한 결과를 산출할 수 있음을 알 수 있다. 단, 이때에는 밸브가 압축기에 장착된 경계조건을 정확히 만족시켜 해석을 수행하여야 한다. 일례로 Fig. 1의 (b)에서 밸브 A2를 해석할 때 리드밸브의 역할을 하는 빗금친 부분만을 모델링하고 밸브 A2에 대한 경계조건으로 선분 N'P가 고정된 것으로 하여 고유진동수를 산출하면 각각 583Hz, 3206Hz, 3349Hz의 1차, 2차 그리고 3차 고유진동수를 얻게되어 실제와 큰 오차를 갖는 해석결과를 얻게된다.

또한 이 연구결과는 리드밸브의 동특성 해석 뿐만 아니라 일반 중·대형 압축기에 장착되어 있는 밸브판의 동특성 해석에도 적용이 가능할 것이다.

5. 결 론

이 연구를 통하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 압축기 설계에서 매우 중요한 부분을 차지하는 밸브의 동특성에 대하여 유한요소법을 이용한 이론적 해석과 실험을 수행하였다.

2) 기존의 밸브동특성 실험은 별도의 가진장치, 레이저 홀로그래피등과 같이 고가의 장비 및 노력을 요하는 방법만이 알려져 왔으나, 이 연구에서는 마이크로폰, 스트레인게이지와 같은

간단한 실험방법으로도 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있어 이같은 방법들의 실용성을 입증하였다.

3) 유한요소법을 이용한 이론해석 결과와 실험결과를 비교한 Table. 1~4에서 볼 수 있듯이 1차모우드의 경우 평균 2%정도의 오차를 갖는 비교적 정확한 결과를 얻었다. 따라서 리드밸브의 경우 별도의 실험을 거치지 않고 유한요소법을 이용한 해석적인 방법만으로도 실제 압축기 설계에 필요한 밸브의 동특성 자료를 산출할 수 있다고 판단된다.

후 기

본 연구는 (주)금성사의 연구비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. Soedel, W., 1972, "Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors", Ray W. Herrick Laboratories, West Lafayette, Indiana 47907.
2. Dhar, M., and Soedel, W., 1978, "Compressor simulation program with gas pulsation", Ray W. Herrick Laboratories, West Lafayette, Indiana 47907.
3. Suefuji, K., Nakayama, S., 1982, "Practical me-

- thod for analysis of reciprocating hermetic compressor performance", Proc. 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp.15~23.
4. MacLaren, J.F.T., 1972, "A review of simple mathematical models of valves in reciprocating compressors", Proc. 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp.180~187.
 5. Friley, J.R., and Hamilton, J.F., "Characterization of reed type compressor valves by the finite element method", Proc. 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp.295~301.
 6. Futakawa, A., and Namura, K., 1978, "Dynamic stress of refrigeration compressor reed valve with oval shape", Proc. 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp.187~194.
 7. Futakawa, A., and Namura, K., 1978, "Deformation and stress of refrigeration compressor flexible ring valve", Proc. 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp.195~202.
 8. Lal, D.N., 1978, "The use of finite element method for stress analysis of compressor valves", Proc. 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp.203~208.
 9. McLaren, R.J.L., Papastergiou, S., Brown, J., Maclaren, J.F.T., 1982, "Analysis of bending stresses in cantilever type suction valve reeds", Proc. 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp.89~97.
 10. Papastergiou, S., Brown, J., MacLaren, J.F.T., 1982, "The dynamic behaviour of half-annular valve reeds in reciprocating compressors", Proc. 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp.240~248.
 11. Zienkewicz, O.C., 1977. "The finite element method", McGRAW-HILL Book Company, UK.
 12. Swanson Analysis Systems, 1989, "Ansys user's manual version 4.4a", Swanson Analysis Systems, Inc., Elizabeth, Pennsylvania 15037.
 13. Tse, F.S., Morse, I.E., Hinkle, R.T., 1978, "Mechani vibrations theory and applications 2nd ed.", Allyn and Bacon, inc.