

〈논 문〉

전동형 진동식 압축기 토출밸브의 동적해석

Dynamic Analysis of a Discharge Valve for Electrodynamic Oscillating Compressor

김 형 진* · 박 윤 식**

Hyung-Jin Kim and Youn-Sik Park

(2000년 2월 16일 접수 : 2000년 7월 7일 심사완료)

Key Words : Electrodynamic-Oscillating Compressor(전동형 진동식 압축기), Discharge Valve(토출밸브), Valve Motion(밸브운동), Impact Model (충돌모델), Pressure Fluctuation(압력맥동)

ABSTRACT

Discharge valve mechanism for an electrodynamic-oscillating compressor is different from that of a conventional reciprocating compressor. It has a larger discharge port area, heavier valve mass and stiffer valve spring comparing with the reciprocating one. Since the motion of piston is not kinematically restricted as in conventional reciprocating compressors, the stroke of the piston can change sensitively with supplied voltage and load. Thus piston can impact with discharge valve occasionally. This work deals on dynamic analysis of a discharge valve considering all of those different characteristics. Impact is considered by a spring-mass model, and the pressure fluctuation at the both sides of the valve is also included considering the discharge port area and valve spring preload. It is assumed that piston moves in the region of between top and bottom dead center not by calculating piston motion from an electrodynamic equation but by getting values through experiment. Discharge pressure fluctuation is calculated using Helmholtz modeling. Finally, dynamic model for a discharge valve is constructed. In order to validate the model analysis results, the valve motion is experimentally measured and compared with analysis.

1. 서 론

냉동, 공조 시스템에서 사용되는 압축기는 증기-압축 냉동 사이클의 핵심 요소로 증발기에서 증발한 냉매가스를 흡입하고 응축기의 포화압력까지 압축하여 토출하는 주요 부품이다.

압축기의 압축방식에는 로타리, 스크류, 스크롤 등 여러 가지가 있다. 현재 가장 널리 보급된 압축기는 대부분의

냉장고에 사용되는 Fig. 1의 왕복동식 압축기(reciprocating compressor)이다. 이 압축기는 모터의 회전운동을 스카치-요크나 크랭크-커넥팅 로드를 이용하여 피스톤의 직선 왕복운동으로 변환하며 본 논문의 대상인 Fig. 2의 전동형 진동식 압축기(electrodynamic-oscillating compressor)는 피스톤이 전동기와 직접 연결되어 직선 왕복 운동을 한다.

전동형 진동식 압축기에 대한 연구로서 최규상⁽¹⁾은 전동형 진동식 압축기의 피스톤의 운동을 모델링하고 해석하였다. 그러나 이때 사용한 왕복 압축기 사이클의 수학적 모형은 토출 과정을 열전달, 밸브에서의 압력강하 등 모든 손실이 없는 이상적인 경우로 가정하여 토출밸브의 운동을 고려하지 않았다.

* 정회원, LG전자 디지털 어플라이언스 연구소

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

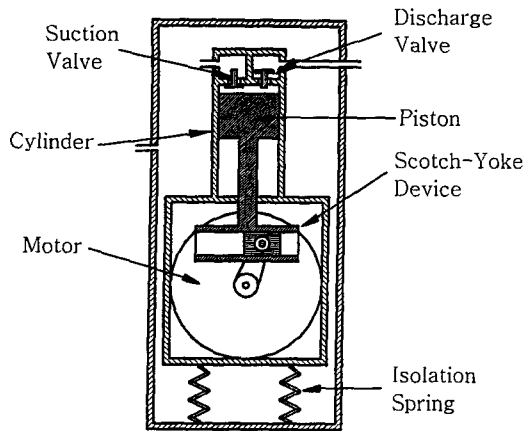


Fig. 1 A schematic view of a reciprocating compressor

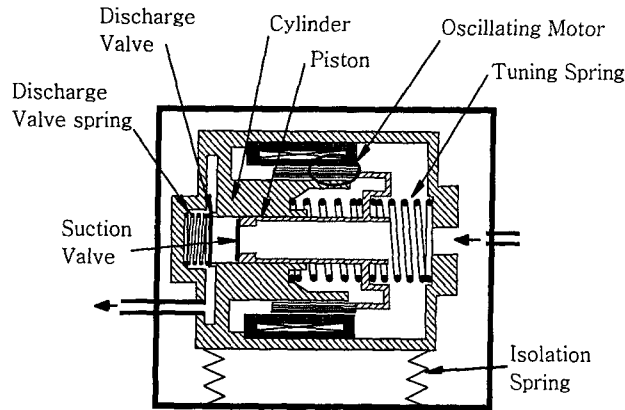


Fig. 2 A schematic view of an electrodynamic-oscillating compressor

본 논문은 압축기의 효율과 소음 및 진동에 영향을 주는 토출밸브의 운동을 모델링하고 해석하는데 그 목적이 있다. 전동형 진동식 압축기의 특징을 살펴보면, 피스톤이 기구적으로 구속되어 있지 않기 때문에 입력전압이나 부하에 따라 피스톤과 토출밸브가 부딪칠 수 있다. 또 전동형 진동식 압축기의 토출계는 기존 왕복동식 압축기와 달리 실린더 내부의 압축실에서 압축된 냉매가 토출되어 나가는 통로(port)가 크다.

본 논문에서는 기존 압축기와 다른 구조를 갖는 토출 밸브계의 특성과 피스톤과 밸브가 충돌하는 경우를 고려하여 토출 밸브계의 수학적 모델을 세우고 토출밸브 운동을 실험을 통해 측정하고, 해석결과와 비교, 검토함으로써 토출 밸브계의 수학적 모델의 타당성을 검증하는데 있다. 또 밸브운동이 압축기 진동에 주는 영향도 알아 보고자 한다.

2. 수학적 모델링

2.1 토출 밸브계의 모델링

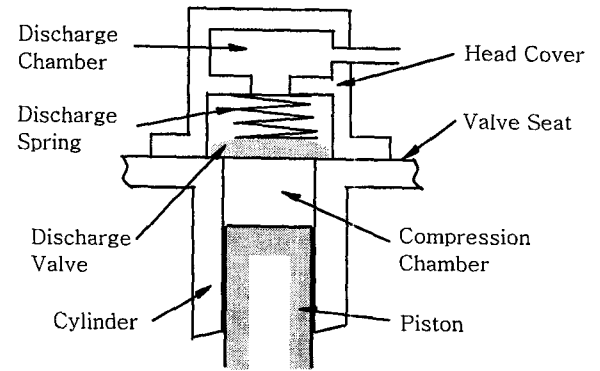


Fig. 3 A schematic view of a discharge valve system

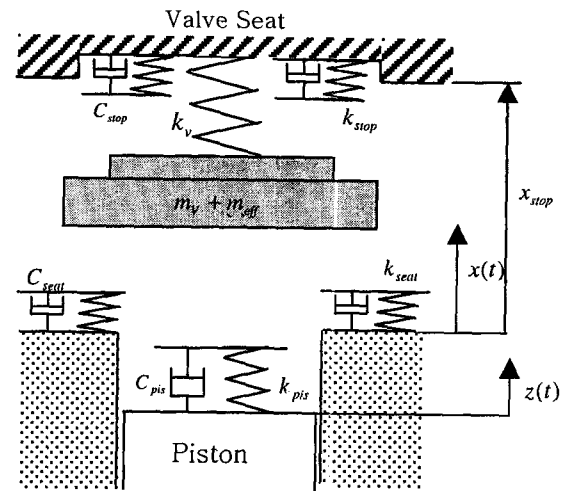


Fig. 4 Discharge valve system modelling

본 연구 대상인 토출 밸브계의 간략한 구조는 Fig. 3이다. 본 논문에서는 토출 밸브계를 감쇠가 없고 스프링의 유효질량을 고려한 1자유도계로 모델 하였다.^(2,3) 충돌모델은 밸브와 피스톤의 충돌, 밸브와 밸브 시트 및 밸브 스토퍼의 충돌을 고려하였고 Fig. 4는 토출 밸브계를 충돌과 동역학적 특성을 고려한 모델을 나타낸다.

밸브의 운동방정식은 식 (1)과 같다

$$(m_v + m_{eff}) \frac{d^2 x(t)}{dt^2} + k_v x(t) = F(t) - F_{vo} + F_{impact} \quad (1)$$

여기서

- $x(t)$: 밸브 변위
- $\frac{dx(t)}{dt}$: 밸브 속도
- $\frac{d^2 x(t)}{dt^2}$: 밸브 가속도
- m_v : 밸브 질량
- m_{eff} : 스프링의 유효질량
- k_v : 밸브 강성
- $F(t)$: 밸브 양단의 압력차
- F_{vo} : 스프링 초기압축력(Fre-Load)
- F_{impact} : 밸브의 충격력

식 (1)에서 밸브운동을 해석하기 위해 토출밸브 질량과 토출스프링 강성은 측정하였고 스프링의 유효질량은 밸브를 스프링과 조립한 후 스프링의 좌권부를 고정하고 가속도계를 밸브에 부착한 후 스프링을 가진하여 실험적으로 구한 주파수 응답함수에서 구하였다.

식 (1)에서 밸브에 작용하는 힘은 밸브 양단의 압력차와 유효 힘면적의 곱으로 나타낸다.^(4,5) 유효힘면적은 밸브에 작용하는 힘을 총칭하는 것으로 Soedel⁽⁶⁾ 이 정리한 연구결과를 사용했다. 밸브에 작용하는 작용력은 식 (2)와 같다.

$$F(t) = C_D A_v (P_m - P_d) = A_{for} (P_m - P_d)$$

$$C_D = \frac{A_{for}}{A_v} \quad (2)$$

C_D : 항력계수(drag coefficient)

A_{eff} : 유효 힘면적

A_v : 밸브의 단면적

밸브의 충격모델은 반발계수를 구해 모델링 하나 실제 밸브 충돌조건을 정확히 예측하여 실험하기 어려워 본 연구에서는 스프링, 댐핑으로 충격모델링을 하고 실험으로 밸브운동을 측정하여 그 값을 구하였다. 밸브가 충돌하는 조건은 세가지로 한가지는 밸브에 작용하는 실린더 내부압력이 토출압 보다 작아 토출밸브가 밸브시트와 충돌하는 경우, 둘째는 실린더 내부압력이 토출압과 스프링이 밸브를 누르고 있는 힘보다 커 밸브가 스톱퍼(stoper)와 충돌하는 경우고 셋째는 전동형 진동식 압축기의 특징으로 피스톤이 실린더 밖으로 나와 밸브와 충돌하는 경우다. 식 (3)은 각 충돌 조건에 따른 밸브가 충돌할 때 발생하는 충격력을 표시한다.⁽⁷⁾

$$F_{impact} = \begin{cases} -k_{pis}(x(t)+z(t))-C_{pis}(x'(t)+z'(t)) & x(t)+z(t) \leq 0 \\ -k_{seat}x(t)-C_{seat}x'(t) & x(t) \leq 0 \\ 0 & 0 < x(t) < x_{stop} \\ -k_{stop}(x(t)-x_{stop})-C_{stop}x'(t) & x(t) \geq x_{sup} \end{cases} \quad (3)$$

k_{seat} : 밸브 시트의 강성

k_{stop} : 스프링 밀착시 강성

k_{pis} : 피스톤 헤드의 강성

C_{pis} : 피스톤 헤드의 감쇠계수

C_{seat} : 밸브 시트의 감쇠계수

C_{stop} : 스프링 밀착시 감쇠계수

x_{stop} : 밸브의 최대변위(구조상 제한조건)

$x'(t)$: 밸브 속도

$z(t)$: 피스톤 변위

$z'(t)$: 피스톤 속도

식 (3)에서 강성과 감쇠는 실험을 통해 구한 밸브의 운동 결과를 가지고 값을 구하며 감쇠는 점성감쇠(viscosity damping)을 사용했다. 밸브가 최대로 움직일 수 있는 변위(x_{stop})는 밸브 스프링의 헤드커버 내의 초기 조립높이에서 완전히 밀착된 스프링 높이차를 말한다.

2.2 피스톤의 운동(실린더 내 체적변화)

실린더 내 압력변화를 계산하기 위해 실린더 내부의 체적을 예측하는 것은 매우 중요한 일이다. 전동형 진동식 압축기의 경우 실린더 내경이 일정하므로 피스톤의 변위만 정확히 알면 체적을 구할 수 있다. 피스톤의 변위를 구하기 위해서는 전동형 진동식 모터 방정식을 가지고 해석을 하여 구해야 되나 본 연구에서는 토출 밸브계의 모델에 중점을 두고자 부하와 입력전압에 따른 피스톤 운동을 측정하여 피스톤의 상사점(top dead center) 및 하사점(bottom dead center)을 구하고 피스톤 가진 주파수는 모터입력 전원주파수로 하여 실린더 내 체적변화를 계산하였다. 이 때 실린더 내경이 일정하므로 체적은 피스톤 운동에 좌우되며 그 식은 식 (4)과 같이 표시된다.

$$z(t) = -\frac{1}{2}(z_1 - z_2) \times \sin(2\pi f t) + \frac{1}{2}(z_1 + z_2) \quad (4)$$

여기서,

z_1 : 피스톤의 상사점

z_2 : 피스톤의 하사점

f : 피스톤의 가진주파수

2.3 실린더 내부의 압력변화

압축기의 작동가스는 흡입유로를 따라 흡입밸브를 통해 실린더 내부로 흡입되고 흡입된 가스는 실린더 내부에서 압축과정을 거치며, 압축된 가스의 압력이 토출압보다 커지면 토출밸브를 통해 토출된다. 피스톤 운동은 실린더 내 체적변화를 발생시키고 이러한 체적변화에 의한 실린더 내 압력변화와 토출실의 압력차가 토출 밸브를 진동시키는 가진력이 되므로 실린더 내부의 압력변화를 예측하는 것이 중요하다.

실린더 내 압력변화를 예측하기 위한 모델링은 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 실린더 내 상태변화를 단열압축 과정으로 보고 전동형 진동식 압축기 토출밸브의 특성을 고려하여 Costagliola⁽²⁾ 연구결과를 수정하였다.

실린더 내부의 상태를 묘사하는 열역학적 방정식을 유도하기 위해 가스의 운동 방향에 따라 두 경우로 나누어 유도하는데, 하나는 실린더 내 압력이 토출실의 압력보다 높아 작동가스가 압축실을 빠져 나가는 과정인 순류(forward flow)인 경우고, 나머지 하나는 토출실의 압력이 압축실의 압력보다 높아 작동가스가 압축실로 들어오는

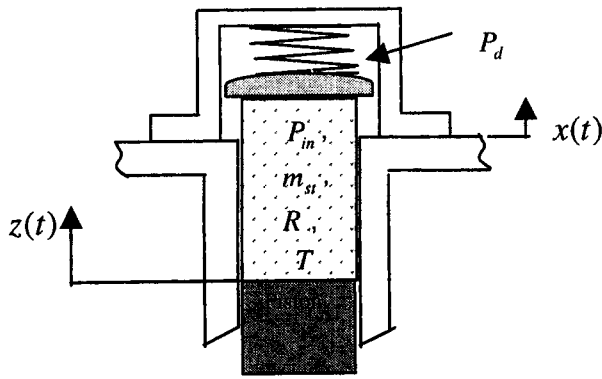


Fig. 5 Control volume

역류(backward flow)인 경우다.

본 연구 대상인 진동형 진동식 압축기의 토출계의 토출 포트 단면적이 크며 토출밸브 스프링의 강성이 크고 밸브 질량이 무거우므로 밸브운동에 의한 압축실 압력변화를 고려하기 위해 밸브시트와 토출밸브 사이의 공간을 무시하지 않고 그 값을 고려하여 실린더 내 압력 변화식을 유도하였다. 이렇게 하면 밸브운동이 압축실 내 압력 변화에 미치는 영향을 고려하게 된다.

(1) 순류 (forward flow)

실린더 내부압력이 토출실 압력보다 높아 작동가스가 토출실을 빠져나가는 경우, Fig.5의 검사체적을 갖는 실린더를 생각하여 실린더 내부의 압력 변화식을 유도하였다. 이 경우, 사용되는 가정은 다음과 같다. 첫째 가스는 이상기체로 취급하고 둘째 실린더 내부 가스의 상태변화는 순간적으로 실린더 전체에 전달되며, 셋째 유체는 단열압축 과정에 의해 상태변환을 하며 넷째 가스의 흡입, 토출시 유동은 1차원 유동으로 보았다.

이 때 실린더 내부 압력 변화식은 Costagliola⁽²⁾가 유도한 식을 진동형 진동식 압축기 토출 밸브계의 특성을 고려하여 유도하면 다음식과 같다. 압축실압력의 시간에 대한 변화율은,

$$\frac{dP_{in}}{dt} = \frac{k}{(z+x)} \left[-\frac{z_{st}}{m_{st}} A_v \sqrt{\frac{2k}{RT(k-1)}} P_{st} \left(\frac{P_{in}}{P_{st}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - P_{in} \left(\frac{P_d}{P_{in}}\right)^{\frac{1}{k}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{P_d}{P_{in}}\right)^{\frac{k-1}{k}}} - P_{in} \frac{d}{dt} (z+x) \right] \quad (5)$$

여기서,

P_{in} : 압축실압력

P_d : 토출실압력

P_{st} : 가스가 실린더 내부에서 토출실로 나가기 시작할 때의 압축실압력

- z : 상사점을 기준으로 임의의 시간에서의 피스톤위치
- z_{st} : 가스가 실린더 내부에서 토출실로 나가기 시작할 때의 피스톤위치
- x : 밸브시트 면을 기준으로 임의의 시간의 밸브위치
- m_{st} : 가스가 실린더 내에서 토출실로 나가기 시작할 때의 가스질량
- R : 일반 기체상수
- T : 실린더 내부의 온도

식 (6)에서 기존식과는 달리 밸브시트와 밸브에 의해 만들어지는 체적이 포함되어 있으며 밸브의 운동이 실린더 내 압력변화에 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

(2) 역류 (backward flow)

역류(backward flow)는 실린더 내부압력이 토출실 압력보다 작아 작동가스가 토출실에서 압축실로 들어오는 경우며 열역학 제 1법칙을 사용하여 실린더 내부의 압력변화식을 유도한다. 이 경우 작동가스의 총 질량은 토출실의 가스와 압축실의 가스의 합이 된다. 역류의 경우 열역학 제 1법칙을 적용하면, 실린더 내부의 압력변화에 의해 외부로 한 일과 작동가스의 내부에너지 변화의 차는 $\Delta E = \Delta Q - \Delta W$ 이고 단열 과정으로 가정하면,

$$\Delta E = -\Delta W \quad (6)$$

이다. 위 식 (6)에 작동가스의 내부에너지 변화와 실린더 내부의 압력변화에 의해 외부로 한 일을 고려하고 역류 동안에 토출실의 가스가 흡입되어 압축실의 작동가스가 증가한다고 보아 유량 방정식을 정리하면, 식 (7)과 같다. 이 식에서 첨자 sw 는 가스가 실린더 내부로 들어 오기 시작하는 상태를 말한다.

$$\frac{dp_{in}}{dt} = \frac{k}{(z+x)} \left[\frac{P_{sw}(z_{sw} + x_{sw})T_d}{m_{sw}T_{sw}} A_v \sqrt{\frac{2k}{RT_d(k-1)}} p_d - \left(\frac{p_{in}}{p_d}\right)^{\frac{1}{k}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{p_{in}}{p_d}\right)^{\frac{k-1}{k}}} - p_{in} \frac{d}{dt} (z+x) \right] \quad (7)$$

식 (7)도 기존식과는 달리 진동형 진동식 압축기 토출 밸브계의 특성을 고려하여 유도한 식으로 밸브시트와 밸브에 의해 만들어지는 체적이 포함되어 있으며 밸브의 운동이 실린더 내 압력변화에 영향을 주고 있음을 알 수 있다.

2.4 유체유동계수

압축기 운전 중 밸브의 개폐정도는 압축실과 실린더의 압력차와 밸브의 동특성 그리고 유체 유동계수인 유효 힘면적에 의해 결정된다. 유효 힘면적은 밸브를 통과하는 유

동장에 기인하는 것으로 토출밸브와 토출포트 등의 기하학적인 치수에 의해 그 값의 차이가 있으므로 보통 실험적으로 구하나 본 장에서는 기존 연구결과를 정리하고 그 식을 해석에 사용하였다.⁽⁴⁻⁶⁾

2.5 헬름홀츠 공명체(Helmholtz Resonator)

토출실의 압력변화를 고려하기 위해 헬름홀츠 공명체를 모델링에 사용하였다. 압축실에서 압축된 가스는 밸브가 개폐하는 동안 일정한 체적을 갖는 토출실로 나가고 토출실에 있는 가스는 토출파이프를 통해 셀 밖으로 나가게 된다. 이러한 압축된 가스나 액체가 채워진 기하학적 형상을 헬름홀츠 공명체라 한다.

본 연구에서는 토출실의 압력변동이 밸브운동에 미치는 영향을 고려하기 위해 헬름홀츠의 공명체를 이용하여 토출실의 맥동(압력변동, pressure fluctuation)을 계산하였다.

헬름홀츠 공명체를 이용하여 토출계의 헤드커버를 1개의 공명체로 모델링하고 헤드커버와 연결된 파이프를 무반향관으로 모델링하였다. 무반향관 모델링이란 토출실에서 나온 작동가스가 파이프를 통해 나갈 때, 파이프 내 압력이 진동하지 않고 빠져나가는 경우를 말한다.

2.6 모델링 검토

전동형 진동식 압축기의 토출밸브 운동을 예측하기 위해 유도한 관계식을 보면 밸브의 변위는 토출실과 실린더의 압력차, 밸브의 동특성 그리고 유체유동계수 및 토출실의 맥동에 함수가 된다.

실린더 내부의 압력 변화식을 구하기 위해 실린더 내 상태변화를 이상기체 상태방정식과 단열압축 과정으로 근사하였고 기존 압력 변화식을 전동형 진동식 압축기의 토출계의 구조를 고려하여 수정하였다.

토출 밸브계의 동역학 모델은 질량과 강성을 갖는 1자유도계로 하였다. 계의 질량은 밸브질량과 스프링의 유효 질량의 합이며 강성은 선형강성으로 고려하였고 감쇠는 고려하지 않았다. 유체 유동계수는 이론적으로 유도한 식을 사용하였다.⁽⁴⁻⁶⁾

밸브운동을 해석하기 위해 사용하는 토출압력을 토출실의 평균압력과 맥동의 합으로 보았고 맥동은 헬름홀츠가 제안한 식 (6)을 이용하여 구했다.

3. 실험 및 수치해석

3.1 실험

밸브질량과 밸브스프링의 강성은 Table 1과 같다. 작동 가스는 공기를 사용했고 흡입압력은 대기압, 흡입온도는 약 18°C 로 사용하였다.

Table 1 Parameters of discharge valve system

	Set-1
스프링상수 [N/m]	6507
유효질량 [g]	3.1
밸브질량 [g]	3.61
스프링초기 [N]	23
압축력	

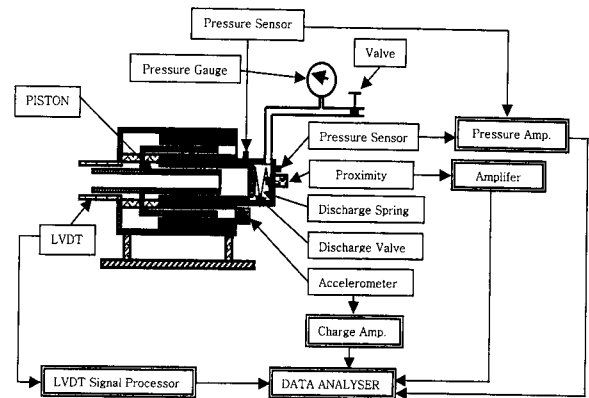


Fig. 6 Experimental setup

3.2 실험장치

실험장치 구성은 Fig. 6과 같다. 해석결과와 실험결과를 비교하기 위해 측정된 물리량은 밸브변위, 피스톤변위, 압축실 및 토출실의 동압이며 밸브의 운동이 압축기의 진동에 미치는 영향을 알기 위해 압축기의 가속도를 측정했다. 피스톤의 변위는 LVDT(linear variable differential)를 이용하여 측정하였고 밸브의 운동을 알기 위해 밸브 변위는 변위검출기를 사용하여 측정했다. 토출압력은 토출 파이프에 연결된 압력게이지로 측정하고 그 압력을 헤드커버 내 압력으로 보았다. 실린더 내 압력변화를 보기위해 압축실(실린더 내)압력과 토출실 압력은 동압센서를 이용하여 측정하였다. 그리고 밸브의 운동이 압축기의 진동에 미치는 영향을 알기 위해 가속도계를 이용하여 가속도 신호를 받았다. 위 신호들을 5채널 신호분석기로 동시에 받아 분석하였다.

3.3 수치해석 및 실험결과 비교

실험결과와 해석결과를 검증하기 위해 제 2장에서 유도한 지배방정식을 Runge Kutta법을 이용하여 수치해석을 하였다. 수치해석에서 실린더 내 체적변화를 구하기 위해 필요한 피스톤의 상사점과 하사점은 실험을 통해 구했다.

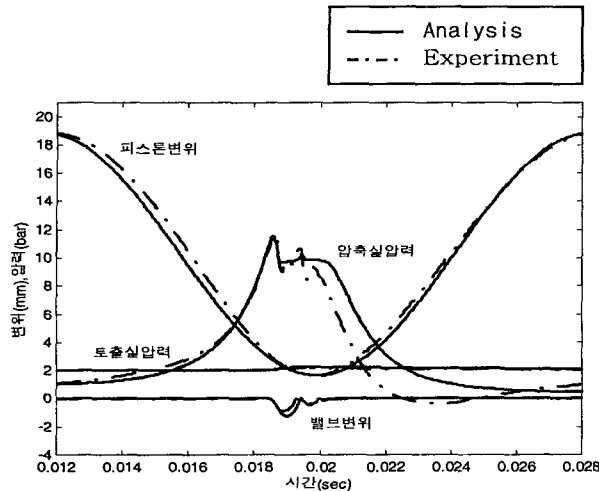
단열압축 지수는 공기인 경우 1.4이나 해석에서 사용한 단열압축 지수는 실험에서 구한 압축과정의 압력과 변위를 가지고 최소 자승법으로 보간하여 구하였다. 보간하여 구

한 지수값이 압축과정 시 1.38로 1.4보다 작은데 이것은 실린더 내 압축과정이 단열과정이 아님을 뜻한다.

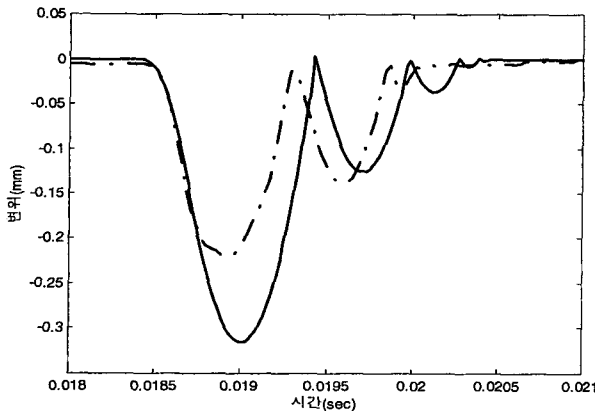
전동형 진동식 압축기 토출 밸브계의 충돌 모델에 필요한 자료는 밸브시트와 밸브스토퍼 및 피스톤헤드의 강성과 감쇠값이다. 이 값들은 실험을 통해 얻은 밸브운동 선도로

부터 충돌 후 밸브변위와 가장 잘 맞는 수치해석 결과가 나오도록 강성과 감쇠값을 구하여 그 값을 수치해석에서 사용하였다. 충돌모델에서 사용한 강성값은 109[N/m]이고 감쇠비는 0.18을 사용했다

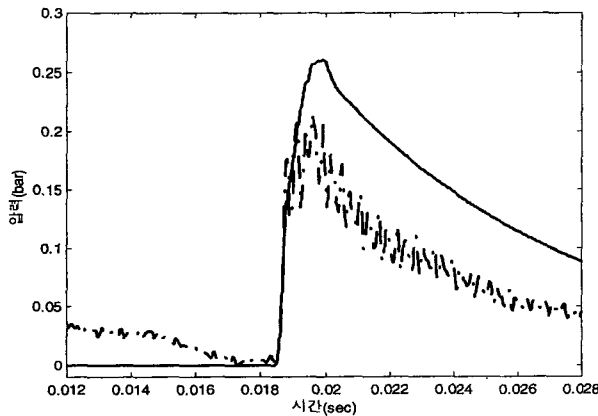
실험결과와 해석결과를 비교한 그림은 Fig. 7과 Fig. 8



(a) Valve motion and pressure

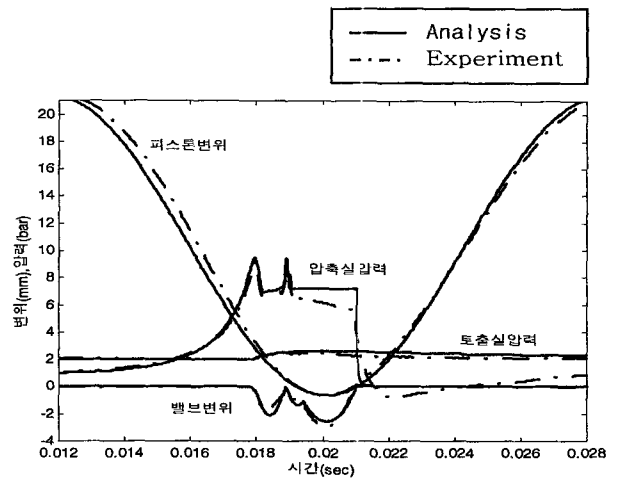


(b) Valve motion

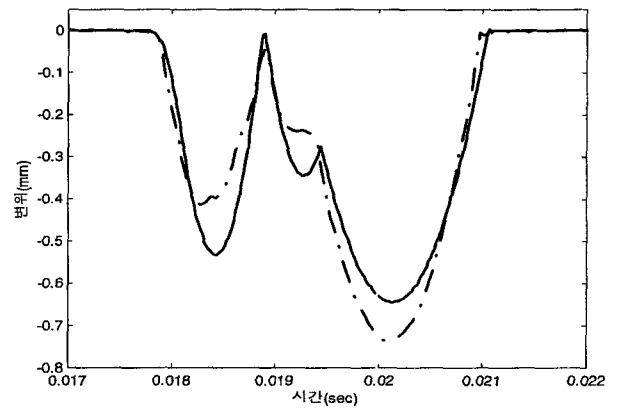


(c) Discharge pressure fluctuation

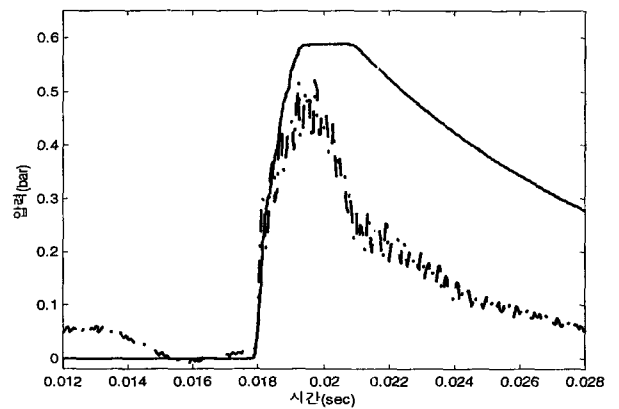
Fig. 7 Comparison of analysis and experiment (Discharge pressure 9.76[bar])



(a) Valve motion and pressure



(b) Valve motion



(b) Valve motion

Fig. 8 Comparison of analysis and experiment (Discharge pressure 6.64[bar])

이다. 변위 및 압력선도에서 밸브변위가 피스톤 변위에 비해 크기가 너무 작아 밸브변위를 실제 크기보다 확대하여 표시했고 변위의 음(-)의 부호는 밸브가 밸브시트에서 멀어지는 방향을 의미한다. 실험 및 해석결과 비교선도를 보면 밸브의 운동은 실험조건에 따라 차이는 있으나 정성적으로 실험결과와 해석결과는 일치함을 알 수 있다.

Fig. 8은 피스톤이 실린더 밖으로 나가는 경우며 해석결과와 실험결과를 비교할 때 밸브운동이 정성적으로 맞는 것을 알 수 있다. 이 경우 압축실 압력은 초기 압축과정의 압력보다 더 높는데 그 이유는 밸브운동이 압축실내 압력에 영향을 주는 것으로 피스톤 운동과 밸브 운동에 의해 작동가스가 압축하여 압축실의 압력이 높아지기 때문이다. 이 압력에 의해 밸브의 변위가 처음에 열릴 때 보다 더 크다.

토출실 압력변화(맥동)는 밸브가 열리고 나서 압축된 가스가 토출실 밖으로 빠르게 빠져 나가지 못하고 진동함으로써 발생하며 그 진동 크기는 토출실의 평균압력에 비해 매우 작고 밸브가 열리면서 급격히 커졌다가 지수함수의 기울기를 가지고 사라진다. 이러한 맥동은 밸브가 주기적으로 열리고 닫히므로 주기적으로 반복하여 나타나며 맥동이 이 발생하면 소음과 압축기 성능에 나쁜 영향을 끼치는 것으로 알려져 있고 토출실의 크기와 형상에 따라 그 모양과 값이 달라진다.^(8,9)

실험에서 측정된 토출실의 맥동과 헬름홀츠 모델링을 이용하여 해석적으로 구한 토출실의 맥동은 압력이 변하는 경향은 같으나 크기의 차이가 있었다. 이는 헤드커버의 기하학적 모양을 제대로 반영하지 못했기 때문이다. Fig. 9는 맥동이 밸브운동에 주는 영향을 알기 위해 해석한 그림인데 맥동이 밸브운동에 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있다. Fig. 10은 전동형 진동식 압축기 토출 포트

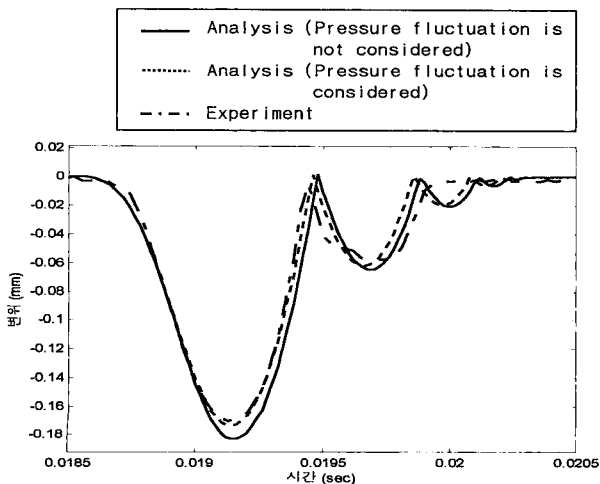


Fig. 9 Effect of pressure fluctuation on valve motion

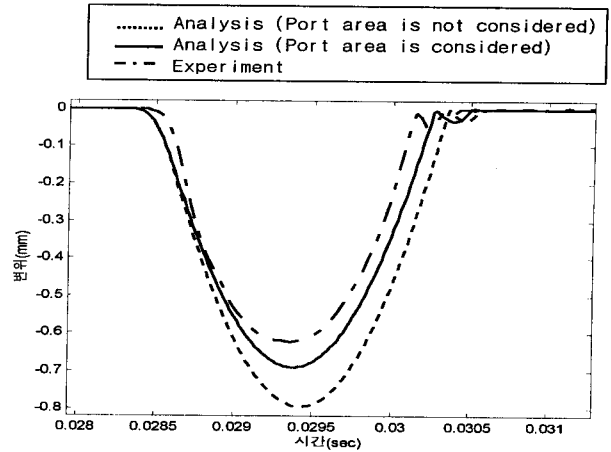


Fig. 10 Effect of port area on valve motion

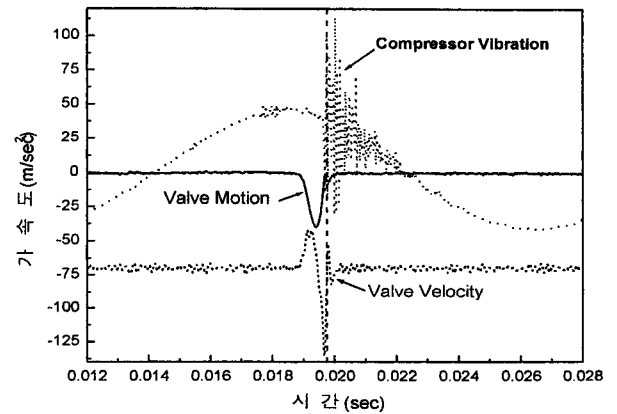


Fig. 11 Test set vibration and valve motion(Discharge pressure 2.97[bar])

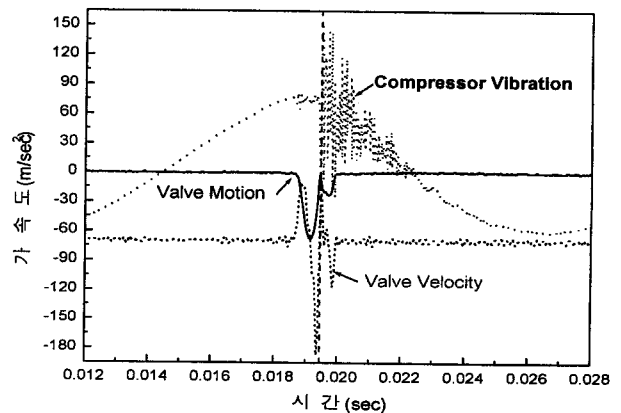


Fig. 12 Test set vibration and valve motion(Discharge pressure 5.97[bar])

계의 특성을 고려하여 계산한 해석결과와 기존 모델링 결과를 비교한 것인데 그림에서 보듯이 밸브와 밸브시트 사이의 토출포트의 체적을 고려한 경우가 더 잘 맞음을 알 수 있다.

본 연구에서 밸브운동 해석의 중요성을 알기 위해 가속도계를 압축기의 표면에 부착하여 진동신호를 측정하였다. 기존 연구에서 밸브의 거동은 흡입실과 토출실에서 압력맥동을 유발하고 셀에 고정된 토출관을 가진(excite)하여 진동 및 소음을 유발한다고 알려져 있다.^(8,9) Fig. 11과 Fig. 12에서 밸브운동에 의해 발생하는 압축기의 진동은 밸브가 닫히면서 밸브시트와 충돌하여 발생함을 알 수 있다. 또 토출압력을 크게하여 실험하면 압축기의 진동량이 증가함을 알 수 있는데 이는 토출압력이 커지면 밸브의 변위가 커지고 그 결과 밸브의 속도가 증가하기 때문이다. 이처럼 밸브운동은 압축기를 진동시키는 주요인자가 된다.

4. 결 론

본 논문에서 전동형 진동식 압축기 토출 밸브계의 특성을 고려하여 수학적 모델링을 수립하고 이를 실험을 통해 검증하였다. 본 연구에서 제안한 수학적 모델은 실제 토출 밸브의 절대 크기를 예측하는 데는 무리가 있으나 밸브계의 변수들의 영향을 분석하는 데는 유용하게 사용될 수 있다고 판단된다.

참 고 문 헌

(1) 최규상, 1999, "전동형 진동식 압축기의 동적해석", 한국과학기술원 기계공학과 박사학위논문.
 (2) Costagliola, M., 1950, "The Theory of Spring-Loaded Valves for Reciprocating Compressor", ASME Journal of Applied Mechanics, Vol.17, No.4, pp. 415~420.

(3) John F. T. MacLaren, 1972, "A Review of Simple Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressor", Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 180~187.

(4) Rajendra Prakash, "Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressor", Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 274~285.

(5) Dennis D. Schwerzler and James. F. Hamilton, "An Analytical Method for Determining Effective Flow and Force Areas for Refrigerating Compressor Valving Systems", Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 30~36.

(6) Soedel, W., 1984, Design and Mechanics of Compressor Valves, Purdue University

(7) M. Da Lio, A. Doria, 1995, "Numerical Analysis of the Dynamics of Reed Valves taking into account the Acoustic coupling with the Fluid", Proceedings of the 1994 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 229~234.

(8) 이성욱 등, 1998, "왕복동식 압축기의 밸브거동 및 압력맥동에 대한 해석적 연구", 한국소음진동공학회 춘계 학술대회논문, pp.130~135.

(9) MacLaren J. F. T. and Anthony B. Tramsch, 1972, "Prediction of Valve Behavior with Pulsation Flow In Reciprocating Compressor", Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 203~209.