

# 왕복동식 압축기의 밸브거동 및 압력맥동에 대한 해석적 연구

°이성욱\* · 홍성철\*\* · 주재만\*\*\* · 박철희\*\*\*\*

## Valve Dynamics and Gas Pressure Pulsation of a Reciprocating Compressor

°Sung-wook Lee\*, Sung-chul Hong\*\*, Jae-man Joo\*\*\* and Chol-hui Pak\*\*\*\*

### ABSTRACT

The Reciprocating compressor are widely used in the refrigeration field for its simplicity in principle and high efficiency. In this work, we developed a mathematical model of a reciprocating compressor. The suction and discharge valves are modeled by the spring-mass-damper systems. The working fluid flow is derived from unsteady Bernoulli's equation. With the design parameters, the valve motions and pressure fluctuations are studied numerically and experimentally.

### 1. 서론

압축기는 일반적으로 터보압축기(dynamic machine)와 용적형 압축기(positive displacement machine)로 나뉘어지는데, 터보압축기는 큰 유속을 필요로 하는 가스운송 분야에 주로 사용되고, 용적형 압축기인 왕복동 압축기는 작동원리가 간단하고 효율이 좋기 때문에 냉동산업에 주로 사용된다.

왕복동식 압축기는 밀폐된 용기안에 피스톤과

실린더가 설치되어 있고, 실린더 헤드에는 흡입방(suction chamber)과 토출방(discharge chamber)이 있으며, 흡입소음기(suction muffler)와 토출소음기(discharge muffler)를 통하여 압축기 외부로 연결되어 있다.

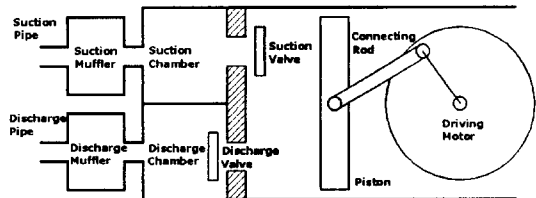


그림 1. A schematic view of a reciprocating compressor unit.

\* 인하대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 한라공과대학 기계공학과 교수  
\*\*\* 삼성전자 생활시스템 연구소  
\*\*\*\* 인하대학교 기계공학과 교수

흡입행정에서 피스톤이 상사점(Top Dead Center)에서 하강하면 냉매가 흡입관(suction pipe)에서 흡입소음기와 흡입방을 거쳐서 흡입밸브(suction valve)를 열면서 실린더 내부로 유입되며, 팽창행정에서 피스톤이 하사점(Bottom Dead Center)에서 상승하면 실린더 내부의 냉매가 고온·고압으로 압축되어 토출밸브(discharge valve)를 열고 토출방과 토출소음기를 거쳐 토출관(discharge pipe)으로 빠져 나간다.

왕복동식 압축기에서 밸브의 거동은 흡입방과 토출방에서 압력맥동(pressure fluctuation)을 유발하고 셀에 고정된 흡입관과 토출관을 가진(excite)하여 진동 및 소음을 유발한다.

본 논문에서는 왕복동식 압축기의 흡입 및 토출 과정에서 나타나는 밸브와 냉매의 상호작용을 묘사하는 수학적 모델을 구성하고, 매개변수 변화에 따른 밸브거동의 양상을 비교·분석하고자 한다.

## 2. 수학적 모델링

밸브와 냉매의 상호작용을 나타내는 수학적 모델을 유도하기 위해 흡입부(suction port)와 토출부(discharge port)에서 유체 흐름에 대한 베르누이 방정식을 사용하였다.

### 2.1. 흡입부의 수학적 모델링

유선(streamline)을 따라 비정상(unsteady), 무마찰(frictionless) 유체흐름에 대한 베르누이 방정식은 다음과 같다<sup>1)</sup>.

$$\frac{\partial V}{\partial t} ds + \frac{\partial P}{\rho} + V dV + g dz = 0 \quad (1)$$

여기서  $V$ 는 유선을 따른 유체의 속도이고,  $P$ 는 유체의 압력,  $g$ 는 중력가속도, 그리고  $z$ 는 유체상승(flow elevation)을 나타낸다.

검사표면(control surface) ①과 ② 사이에 손실이 없고, 유체상승을 무시하여 적분형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\int_1^2 \frac{\partial w(s,t)}{\partial t} ds + \frac{P_2(t) - P_1}{\rho_s} + \frac{w_2^2(t) - w_1^2(t)}{2} = 0 \quad (2)$$

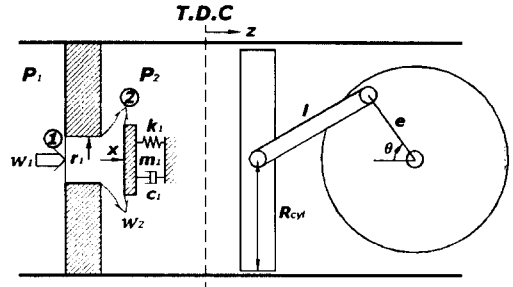


그림 2. Mathematical model of suction port.

평균유선(mean streamline)<sup>(2)</sup>과 시간의 함수인 유동속도  $w(s,t)$ 는 흡입부에서의 연속방정식에 의해 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} w(s,t) &= \frac{A_2 w_2}{A(s)} \\ &= \frac{C_s \cdot 2\pi r_1 \cdot x(t) w_2(t)}{A(s)} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $C_s$ 는 면적보정계수(area correction factor)로써 유체유동이 밸브판을 통과하여 포트를 빠져나올 때 흐름의 방향이 꺾어지는 양을 나타내며,  $A_2$ 는 단면 ②에서 유동의 면적이고,  $A(s)$ 는 평균유선에 따른 유동의 단면적이다.

손실계수(loss factor)  $\xi$ 의 정의는 다음과 같다.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \xi \rho w^2 \quad (4)$$

여기서  $w$ 는 두 지점간의 압력차로 인해 발생하는 유동속도이다. 면적보정계수는 다음과 같이 정의된다.

$$C = \frac{1}{\sqrt{\xi}} \quad (5)$$

따라서 유동면적은  $A_e = C \cdot A$ 와 같이 표현된다.

본 논문에서 면적보정계수를 다음과 같은 곡선에 근사하였다<sup>(3)</sup>.

$$C(\delta) \approx \frac{0.0035}{\delta + 0.0035} \quad (6)$$

여기서  $\delta$ 는 길이[m] 단위의 밸브변위이다.

식 (2)와 (3)에서 흡입부에서 압력과 유동에 대한 지배방정식을 얻을 수 있다.



여기서  $P_3$  와  $T_3$  는 토출방에서의 압력과 온도이다.

토출부에서의 유체의 관성항  $J_{3d}(y)$  는 다음과 같다.

$$J_{3d}(y) = \frac{2C_d}{r_2} \{t_2 + (1 - C_d)y\} + \frac{r_2}{y} \left[ \ln \left\{ t_2 + r_{vd} - \frac{r_2}{3} + \left(1 - \frac{C_d}{2}\right)y \right\} - \ln \left\{ t_2 + \left(1 - \frac{C_d}{2}\right)y \right\} \right] \quad (14)$$

여기서  $r_2$  는 토출부의 반경을,  $r_{vd}$  는 토출밸브의 반경을 나타낸다.

토출밸브를 그림 4.와 같이 1자유도계의 질량-스프링-감쇄계로 가정하고, 일정 변위 이상 열리면 멈추계(stopper)에 의해 열리는 양이 제한된다고 하면 토출밸브의 거동을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_2 \ddot{y} + G(y) \dot{y} + H(y)y = \pi r_2^2 \{P_2(t) - P_3\} \quad \text{단, } y \geq 0$$

$$G(y) = \begin{cases} c_2, & y \leq y_0 \\ c_2 + c_3, & y > y_0 \end{cases} \quad (15)$$

$$H(y) = \begin{cases} k_2, & y \leq y_0 \\ k_2 + k_3, & y > y_0 \end{cases}$$

여기서  $y_0$  는 밸브판과 멈추계 사이의 거리이고,  $m_2$ ,  $c_2$  및  $k_2$  는 토출밸브의 모달질량, 감쇄계수 및 선형탄성계수이고,  $c_3$  와  $k_3$  는 멈추계의 감쇄계수 및 선형탄성계수이다.

여기서도 토출밸브와 토출부 사이에 발생하는 반발력을 무시하였다.

### 2.3. 실린더 내부의 압력과 가스질량

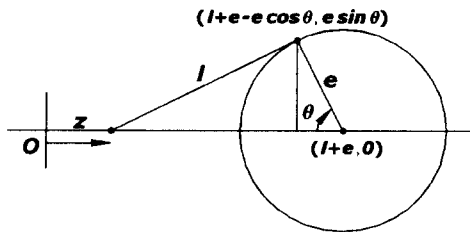


그림 5. Piston position.

피스톤의 변위  $z$  는 모타의 축이 일정한 각속도로 회전하고, 커넥팅로드(connecting rod)의 변형을 무시하면 다음과 같다.

$$z(\theta) = e \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \right\} \quad (16)$$

$$\lambda = \frac{e}{l}, \quad \theta = \Omega t$$

여기서  $l$  은 커넥팅로드의 길이이고,  $e$  는 커넥팅로드의 편심(eccentricity) 그리고  $\Omega$  는 모타축의 회전속도이다. 실린더 내부의 체적은 피스톤 변위에 의한 체적과 밸브변위에 의한 체적에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$V_2 = V_0 + \pi R_{cv}^2 z(\theta) - \pi r_1^2 \cdot \gamma_1 x + \pi r_2^2 \cdot \gamma_2 y \quad (17)$$

여기서  $V_0$  는 피스톤이 상사점에 있을 때 체적(clearance volume)이고,  $R_{cv}$  은 피스톤의 반경이며,  $\gamma_1$  과  $\gamma_2$  는 보정계수로 흡입부가 예리한 모서리(sharp edge)인 경우는 다음과 같이 표현된다.

$$\gamma_1 = 1 + \frac{(2r_{vs})^2 - (2r_1)^2}{(2r_1)^2} C_s(x) \quad (18)$$

$$\gamma_2 = 1 + \frac{(2r_{vd})^2 - (2r_2)^2}{(2r_2)^2} C_d(y)$$

실린더 내부의 압력은 냉매가 이상기체와 같이 상태변화를 하고 실린더 내부의 온도가 일정하다고 가정하면 다음과 같다.

$$P_2 = \frac{m_g(t)RT_2}{V_2} \quad (19)$$

흡입과 토출에 의한 실린더 내부의 가스질량의 변화율은 다음과 같다.

$$\dot{m}_g(t) = 2\pi \{ C_s(x) r_1 \rho_s(t) x(t) w_2(t) - C_d(y) r_2 \rho_d(t) y(t) w_4(t) \} \quad (20)$$

### 3. 수치해석

2절에서 언급한 수식들을 4차 Runge-Kutta 방

법을 이용하여 수치해석을 수행하였다.

수치해석을 수행하는데 사용된 압축기의 물성치는 다음과 같다.

$R$	81.486 [J/kg·K]	$m_1$	133.593e-6 [kg]
$T_1$	335.5 [K]	$m_2$	88.8447e-6 [kg]
$T_2$	368.0 [K]	$k_1$	834.96 [N/m]
$T_3$	401.7 [K]	$k_2$	780.0 [N/m]
$P_1$	0.11525e6 [Pa]	$k_3$	2.0e5 [N/m]
$P_3$	1.46840e6 [Pa]	$c_1$	0.021829 [kg/sec]
$V_0$	9.0e-8 [m <sup>3</sup> ]	$c_2$	0.1053 [kg/sec]
$r_1$	0.00285 [m]	$c_3$	15.099 [kg/sec]
$r_2$	0.0025 [m]	$t_1$	0.00272 [m]
$r_{vs}$	0.00475 [m]	$t_2$	0.00178 [m]
$r_{vd}$	0.00345 [m]	$l$	37.312e-3 [m]
$y_0$	0.001 [m]	$e$	7.6455e-3 [m]

표 2. 수치해석에 사용된 압축기의 물성치

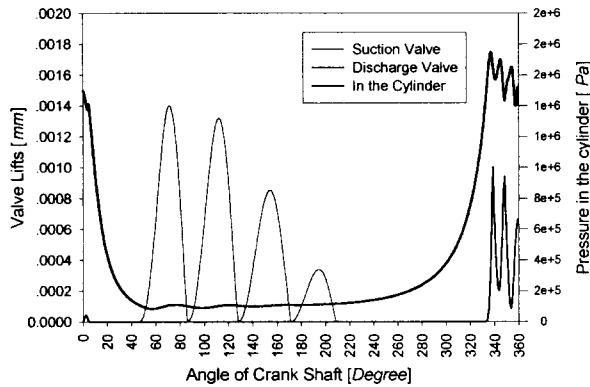


그림 6. Valve motion and pressure in the cylinder.

흡입과정에서 피스톤이 상사점(T.D.C)에서 하사점(B.D.C)으로 이동하면 실린더 내부의 압력이 낮아져 흡입밸브가 열리게 되는데 그림 6.에서 보는 바와 같이 밸브의 강성에 의해 여러번 나누어 열린다(fluttering).

토출과정에서 피스톤이 하사점에서 상사점으로 이동하면, 실린더 내부의 압력이 높아지고 일정압 이상이 되면 토출밸브가 열려서 실린더 내부는 일정압력 이상 올라가지 않게 된다. 토출밸브는 멈추개(stopper)에 의해 그 운동이 제한되어 흡입밸브에 비해 복잡한 운동을 하게 된다.

그림 7.에서 토출부에서 역방향 유동이 많이 나타나는데 이것은 토출밸브의 복잡한 운동에 의한 것이며 압축기의 효율을 떨어뜨리는 원인이 된다.

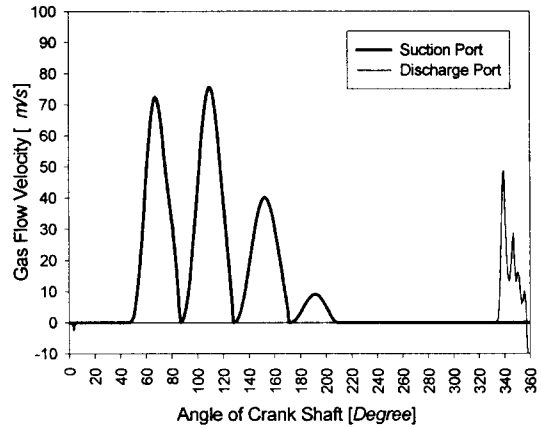


그림 7. Gas flow velocities in suction and discharge port.

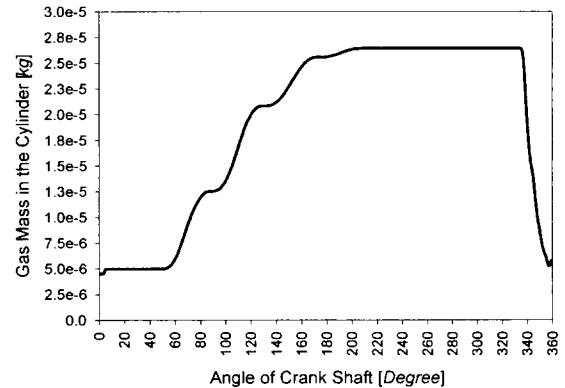


그림 8. Gas mass in the cylinder.

본 논문에서 유체의 마찰을 무시하여 밸브가 닫힐 때 베르누이 방정식의 특성상 유체의 속도가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 실제계에서는 밸브가 닫힐 때 유로가 좁아지면서 유체의 마찰력이 크게 작용하여 밸브가 덜 격렬한 운동을 할 것으로 예상된다.

#### 4. 밸브거동과 압력맥동실험

피스톤의 위치는 모터의 회전축에 요철을 가진 엔코더를 설치하고 변위센서(gap sensor)로 측정하였고, 흡입밸브의 거동은 밸브의 목부분에 스트레인 게이지<sup>(4)</sup>를 설치하여 측정하였으며, 실린더 내부의 압력은 실린더 헤드와 밸브판(valve plate)에 구멍을 뚫어 압력계(pressure gage)를 삽입하여 측정하였다.

위의 실험결과는 공기중에서 측정된 것이며, 수치 해석결과와 유사한 양상<sup>(5)</sup>을 나타냄을 알 수 있다.

## 5. 결론

본 논문에서 왕복동식 압축기의 밸브운동에 대한 모델링을 제시하였고, 이를 실험에 의해 검증하였다. 흡입과 토출과정에서 밸브의 플러터(flutter)와 역방향유동(backflow)이 나타남을 알 수 있었다. 본 모델을 이용하여 매개변수의 변화에 의한 압축기의 성능예측이 가능하리라고 생각된다.

## 6. 참고문헌

1. White, F. M., 1988, *Fluid Mechanics*, Mc Graw -Hill, Net York.
2. Böswirth, L., 1990, *Non-Steady Flow in Valves*, Proceeding of the 1990 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 664~673.
3. Böswirth, L., 1982, *Theoretical and Experimental Study on Flow in Valve Channels - Part I, II*, Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 38~53.
4. John Vaughan, 1975, *Application of B&K Equipmant to Strain Measurements*.
5. Werner Soedel, 1984, *Design and Mechanics of Compressor Valves*.

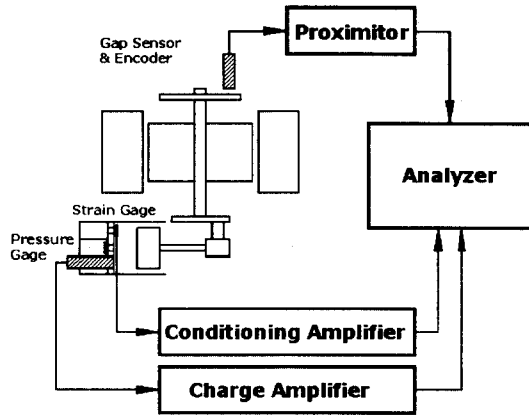
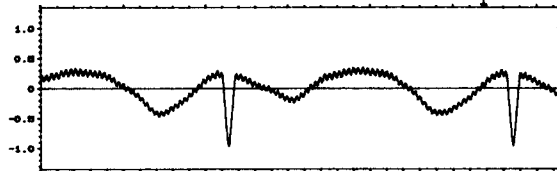
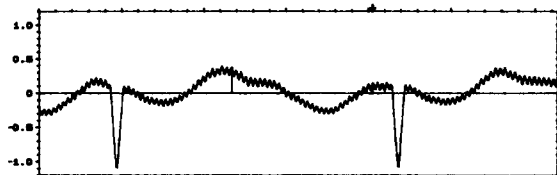


그림 9. A schematic experimental setup.



(a) Suction Valve Motion



(b) Pressure in the cylinder

그림 10. Experimental results.