

복동식 왕복동 압축기의 연결 배관계 가스 맥동이 압축기 성능에 미치는 영향

김 현 진^{*†}

^{*}인천대학교 기계공학과

Effects of Gas Pulsation in Piping Lines on Compressor Performance in a Double-Acting Reciprocating Compressor

Hyun Jin Kim^{*†}

^{*}Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon, Korea

(Received September 7, 2000; revision received February 1, 2000)

ABSTRACT: For piping line systems associated with a double-acting reciprocating compressor, an analytical study has been made on the gas pulsation in piping lines and its effects on the compressor performance. The transfer matrix which relates mass flow rate to the gas pulsation downstream of the compressor valve can be obtained by an acoustic model for piping line systems which include snubber and after-cooler with the aid of four pole theory. Since mass flow rate is affected by the pressure pulsation in the pressure plenum, while the latter being determined by the former, iteration in the calculation should be made for convergence. The gas pulsation in pipings is found to have an adverse effect on the compressor's performance, and the magnitude of the gas pulsation can be lowered by increasing snubber volume.

Key words: Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Gas pulsation(가스 맥동), Compressor efficiency(압축기 효율), Four pole theory (사극이론), Acoustic transfer function (음향 전달 함수)

기 호 설 명	
A : 면적 [m^2]	k : 음파 수, 탄성 계수 [N/m]
a : 음속 [m/s]	l : 연결봉 길이, 파이핑 시스템 요소 길이 [m]
B : 힘 작용 면적 [m^2]	M : 밸브 질량 [kg]
C : 감쇄 계수 [$N \cdot s/m$]	m : 가스 질량 [kg]
D : 피스톤 직경 [m]	n : 스프링 수, 폴리티로픽 지수, 정수
d : 연결봉 직경 [m]	p : 압력 [Pa]
f : 힘 [N]	R : 가스 상수 [$J/kg \cdot K$]
	r : 크랭크 팔 길이, 파이프 반경 [m]
	T : 온도 [K]
	t : 시간 [sec]
	V : 체적 [m^3]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: g0685@lion.inchon.ac.kr

- Y : 특성 임피던스 [$\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$]
- y : 밸브 변위 [m]
- Z : 음향 임피던스 [$\text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}^3$]

그리스 문자

- θ : 크랭크 각
- λ : 파장
- μ : 점도
- ρ : 밀도
- φ : 위상각
- ω : 주파수

하첨자

- 0 : 밸브 개공부, 초기 상태
- 1 : 헤드 쪽
- 2 : 크랭크 쪽
- d : 토출, 댐핑
- r : 밸브 둘레 측면, r=1,2,3,.. 파이핑 시스템 내의 각 요소
- s : 흡입
- v : 밸브

1. 서론

왕복동식 압축기에서는 피스톤의 왕복 운동에 따른 진동 및 가스 맥동이 로타리 압축기 등 타기종의 압축기에 비해 매우 크게 나타난다. 이러한 큰 가스 맥동은 왕복동 압축기에 연결된 배관의 진동을 유발하게 되는데, 특히 가스 맥동의 특성 주파수와 연결 배관시스템의 고유 진동수가 서로 근접할 경우 공진으로까지 이어질 가능성이 있다. 따라서 가스 맥동으로 인한 배관 시스템의 진동이 심각해져서 배관의 손상이 발생하는 것을 예방하기 위해 압축기에서 발생하는 가스 맥동의 크기를 어느 수준 이하로 제한할 뿐만 아니라, 최근 들어서는 가스 맥동 현상에 대한 해석을 압축기 설계 단계에서 요구하고 있는 추세이다. 또한 이러한 가스 맥동은 압축기의 흡입 밸브 및 토출 밸브 전후에 작용하는 압력 차이에 변화를 가져오게 되므로 압축기의 유량 변화 및 압축 효율 변화 등 압축기의 성능 자체에 영향을 가져온다.

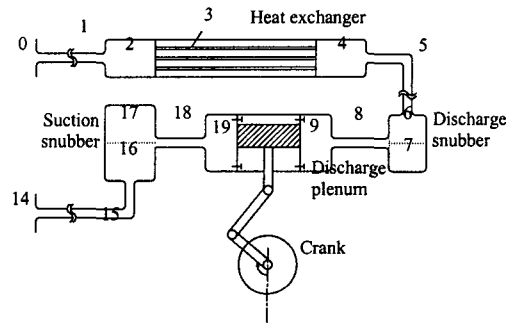


Fig. 1 Schematic of reciprocating compressor system.

본 연구에서는 연결 배관계를 갖는 복동식 왕복동 압축기에서 발생하는 가스 맥동과 이러한 가스 맥동이 다시 압축기의 성능에 미치는 영향을 해석적으로 구해보고, 압축기로부터의 가스 맥동을 줄여 주기 위해 통상적으로 압축기의 흡입부 및 토출부에 설치하는 조압(調壓) 탱크의 크기가 가스 맥동과 압축기 성능에 주는 영향을 살펴보고자 한다.

2. 복동식 왕복동 압축기 성능해석

Fig. 1은 본 연구에서 다룬 왕복동 압축기 시스템을 보여준다. 압축기는 피스톤의 양쪽에 실린더가 있어 피스톤 1회 왕복 운동에 2번의 흡입 및 토출이 이루어지는 복동식이다. 흡입부 배관계는 가스 저장 탱크로부터의 배관이 흡입측 조압 탱크를 통해 흡입실로 이어지며, 토출부에는 토출 밸브 직후의 토출실이 있고, 토출실을 빠져나온 가스는 토출 조압 탱크를 통과한 후 열교환기를 지나 다음 단계의 압력 탱크로 들어가도록 배관계가 구성되어 있다. 왕복동 압축기의 성능 해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션에 대해서는 Soedel⁽¹⁾을 참조할 수 있다.

2.1 압축실

실린더 내의 가스 압축을 폴리트로픽 압축으로 가정하면 각 실린더 내의 헤드 측 압력 $p_1(t)$ 및 크랭크 측 압력 $p_2(t)$ 는 식(1)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} p_1(t) &= p_s \left(\frac{m_1(t)}{\rho_s V_1(t)} \right)^n \\ p_2(t) &= p_d \left(\frac{m_2(t)}{\rho_d V_2(t)} \right)^n \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 $m_1(t)$, $m_2(t)$ 는 각 실린더내의 가스의 질량을 나타내고, $V_1(t)$, $V_2(t)$ 는 각 실린더의 체적으로 식(2)와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} V_1(t) &= V_c + \frac{\pi D^2}{4} r \{ 1 + \cos \theta(t) \\ &\quad + \frac{l}{r} [1 - \sqrt{1 - (\frac{r}{l})^2 \sin^2 \theta(t)}] \} \\ V_2(t) &= V_c + \frac{\pi (D-d)^2}{4} r \{ 1 + \cos(\theta(t) + \pi) \\ &\quad + \frac{l}{r} [1 - \sqrt{1 - (\frac{r}{l})^2 \sin^2(\theta(t) + \pi)}] \} \end{aligned} \quad (2)$$

크랭크각 $\theta(t)=0^\circ$ 은 피스톤이 헤드 측 실린더(실린더 1)의 하사점에 오는 순간에 해당하며 이 순간 크랭크 측 실린더(실린더 2)에서는 상사점에 해당한다. 각 실린더내의 가스 질량 변화율은 밸브를 통과하는 가스의 질량 유동율로부터 다음의 질량보존의 법칙에서 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1(t) &= \dot{m}_{1S}(t) - \dot{m}_{1D}(t) \\ \dot{m}_2(t) &= \dot{m}_{2S}(t) - \dot{m}_{2D}(t) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 $\dot{m}_{1S}(t)$, $\dot{m}_{1D}(t)$, $\dot{m}_{2S}(t)$, $\dot{m}_{2D}(t)$ 는 각각 실린더 1와 실린더 2의 흡입 및 토출밸브를 통과하는 질량유량이다. 밸브를 통과하는 질량유동을 오리피스 유동으로 간주하면, 밸브 전후의 압력을 각각 p_u , p_d 라고 할 때 식(4)와 같다.

$$\dot{m}(t) = p_u A_v \sqrt{\frac{2n}{(n-1)RT_u}} \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{2/n} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{(n+1)/n}} \quad (4)$$

초크된 경우에는 즉 $p_d/p_u < p_{crit}/p_u$ 일 때는 $p_d = p_{crit}$ 을 사용한다. 식(4)에서 밸브통과 유효면적 A_v 는 밸브 변위에 달려 있다.

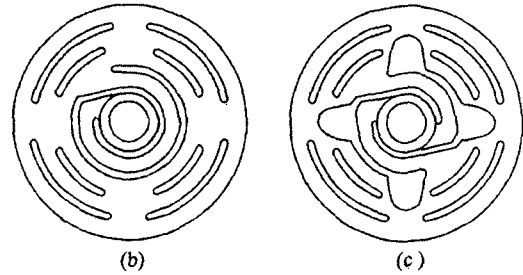
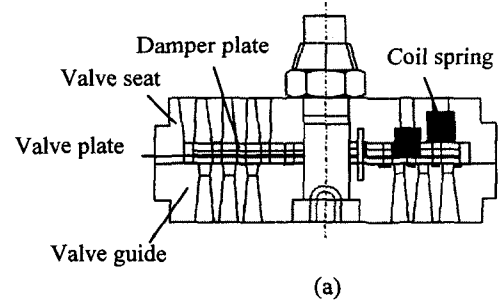


Fig. 2 (a) Valve assembly, (b) Valve plate, (c) Damper plate.

2.2 압축기 밸브

이 압축기에서 사용된 밸브 형상은 Fig.2와 같다⁽²⁾. 1매의 밸브판과 2매의 댐퍼판 및 여러 개의 코일 스프링으로 이루어져 있다. 실린더 쪽으로 밸브 가이드(guide)가 위치하고 토출실 쪽으로는 밸브시트가 놓이며, 그 사이에는 밸브판 1매와 댐핑판 2매가 있는데 이 경우에는 밸브판 및 댐핑판을 각각 3개의 코일 스프링이 지지하고 있다. Fig. 2(b)(c)에서 보듯이 밸브판과 댐핑판 자체도 역시 스프링 역할을 하도록 되어 있다. 밸브판과 댐핑판 사이에는 환형의 가스켓이 삽입되어 있다.

실린더내의 가스 압력이 높아지면 가스는 밸브 가이드로 유도되어 처음에는 밸브판을 밀게 되고 그 다음 밸브의 변위가 가스켓의 두께보다 커지게 되면 댐핑판을 밀어준다. 이때 가스의 유로면적은 밸브 변위가 작을 때는 밸브 가이드와 밸브 플레이트 사이의 틈새에 선형적으로 비례하나 밸브 변위가 증가하게 되면 처음의 선형적 증가에 못 미치게 된다. 이를 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$A_v = \frac{\phi A_r}{\sqrt{1 + 2\left(\frac{\phi A_r}{A_o}\right)^2}} \quad (5)$$

여기서 $\phi = 0.2/(y/0.4 + 0.29) + 0.32^{(3)}$ 이다. A_r 은 밸브 가이드에서 개공 둘레 길이 l_r 에 밸브 변위 y 를 곱해준 기하학적 유로 면적이다. A_o 는 밸브 가이드의 개공 면적이다.

밸브가 밸브 가이드에 밀착되어 있을 때는 밸브에 작용하는 힘은 밸브 가이드 개공 면적인 A_o 에 밸브 전후에 걸리는 압력차 Δp 를 곱해준 것과 같으므로 밸브의 유효 힘작용 면적 B_v 를 $B_v = F_v/\Delta p$ 로 정의할 때 $B_v = A_o$ 가 된다.

밸브가 가이드에서 떨어지게 되면 유동이 발생하게 되고 이로 인해 밸브전면에 작용하는 압력이 실린더내의 압력과는 차이가 나게 되고 또한 새로이 유체의 동압이 개입되게 된다. 이 모든 현상들을 고려하여 밸브의 유효 힘작용 면적에 대해 다음의 식(6)과 같은 표현을 얻었다.

$$B_v = A_o + \frac{1}{A_o} \frac{\phi^2 A_r^2}{1 + 2\left(\frac{\phi A_r}{A_o}\right)^2} - \frac{\phi^2 (A_o - A_r)}{1 + 2\left(\frac{\phi A_r}{A_o}\right)^2} \quad (6)$$

밸브의 운동은 밸브판이 댐퍼판에 닿기 전과 후에 따라 다음과 같이 구분된다. 즉 밸브 플레이트의 리프트가 밸브 플레이트와 댐퍼 플레이트의 사이에 삽입된 가스켓의 두께 y_1 에 못 미치는 경우에는 식(7a)로 표현된다.

$$0 < y \leq y_1: M_1 \ddot{y} + C_1 \dot{y} + k_1 y = \Delta p B_v - f_o \quad (7a)$$

여기서 $M_1 = M_v$, $k_1 = k_v + n_s k_s$, $f_o = n_s k_s \delta_o$ 이다. 밸브 플레이트의 변위가 가스켓의 두께를 넘어서는 경우 밸브 플레이트와 댐퍼 플레이트가 함께 움직이며, 또한 댐퍼 플레이트에 부착된 코일스프링이 작용하기 시작하므로 식(7b)와 같이 쓸 수 있다.

$y_1 < y \leq y_{stop}$:

$$M_2 \ddot{y} + C_2 \dot{y} + k_1 y + (2k_d + n_d k_s)(y - y_1) = \Delta p B_v - f_o \quad (7b)$$

이상의 밸브 운동과 관련된 식들은 흡입 밸브 및 토출 밸브에 다 적용된다.

3. 사극이론의 압축기 배관 시스템에 적용

3.1 전달함수

어느 r 번째 음향 요소의 전후에 존재하는 음압과 질량속도들 간의 관계는 다음의 전달 매트릭스 방식으로 표현된다⁽⁴⁾.

$$\begin{Bmatrix} p_r \\ \dot{m}_r \end{Bmatrix} = [T_r] \begin{Bmatrix} p_{r-1} \\ \dot{m}_{r-1} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

압축기의 토출부에 Fig.1과 같이 토출실(9), 연결관(8), 토출 조압 탱크(7,6), 연결관(5), 열교환기(4,3,2) 그리고 최종 연결 배관(1)으로 이루어진 토출 배관계가 연결되어 있다면 최종의 배관 출구에서의 음압(p_0) 및 질량 속도(\dot{m}_0)와 압축기 토출 밸브 출구에서의 음압(p_9) 및 질량속도(\dot{m}_9)와의 관계는 다음의 식(9)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} p_9 \\ \dot{m}_9 \end{Bmatrix} = [T_9][T_8] \cdots [T_2][T_1] \begin{Bmatrix} p_0 \\ \dot{m}_0 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

이때 각 요소의 전달 함수는 단순한 연결 배관일 경우에는 식(10)과 같이 된다.

$$[T_r] = \begin{bmatrix} \cosh \gamma l_r & Y_r \sinh \gamma l_r \\ \frac{1}{Y_r} \sinh \gamma l_r & \cosh \gamma l_r \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서 γ 는 $\gamma = \beta + jk$ 로서 β 는 $\beta = \frac{1}{d} \sqrt{2\mu\omega/\rho a^2}$ 이고, $k = 2\pi/\lambda$ 이다. 또한 공간으로 이루어진 토출실 등과 같은 음향 요소들에서는 식(11)과 같은 병렬연결 임피던스로 간주될 수 있다.

$$[T_r] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_r & 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

연결 배관 출구에서 플렌지가 있는 단순 방사 조건⁽⁵⁾을 가정하면 식(12)이 성립한다.

$$\begin{Bmatrix} p_0 \\ \dot{m}_0 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & Z_0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{m}_0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

단, $Z_0 = Y_0 k^2 r_0^2 / 2 + jY_0(0.85kr_0)$

결국 토출 시스템 양단의 음압 및 질량 속도는 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} p_9 \\ \dot{m}_9 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{m}_0 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

여기서

$$\begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} = [T_9][T_8] \cdots [T_2][T_1] \begin{bmatrix} 1 & Z_0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

이다. 식(13)로부터 $p_9 = T_{12} \dot{m}_0$, $v_9 = T_{22} \dot{m}_0$ 이므로, 결국 토출 밸브 직후에서의 토출 음압과 토출 질량과의 관계는

$$\frac{p_9}{\dot{m}_9} = \frac{T_{12}}{T_{22}} = Z(n\omega) \quad (14)$$

과 같이 되고, 각 주파수 별로 성립한다. 여기서 $Z(n\omega)$ 은 결국 토출 시스템의 음향 임피던스로서 다음과 같이 크기와 위상으로 나타낼 수 있다.

$$Z(n\omega) = |Z(n\omega)| e^{j\phi_Z(n\omega)} \quad (15)$$

3.2. 토출 압력 맥동 계산

이러한 사극이론을 시간에 대한 신호에 적용하기 위해서는 먼저 시간에 따라 변화하는 신호를 Fourier 변환하여 주파수 대역의 신호들로 바꾸어주고 각 주파수 별로 이 이론을 적용하여 그 결과를 역 푸리에 변환을 취하여 시간 신호로 복귀시킨다.

토출 가스 맥동의 근원은 토출 밸브를 통과하여 토출되는 가스의 질량 유량이다. 이 질량 유량은 주기적인 신호로서 다음과 같은 Fourier 함수로 표현될 수 있다.

$$\dot{m}(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t \quad (16)$$

$$a_n = \frac{2}{(NT)} \sum_{\alpha=0}^{NT} \dot{m}(\theta_\alpha) \cos n\theta_\alpha \quad (16a)$$

$$b_n = \frac{2}{(NT)} \sum_{\alpha=0}^{NT} \dot{m}(\theta_\alpha) \sin n\theta_\alpha \quad (16b)$$

여기서 NT는 샘플 데이터 수이고, $n=0, 1, \dots, N$ 이다. 또한 식(16)은 다음과 같이 쓸 수도 있다.

$$\dot{m}(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^N |\dot{m}(n\omega)| \cos[n\omega t + \psi_m(n\omega)] \quad (17)$$

$$|\dot{m}(n\omega)| = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (17a)$$

$$\psi_m(n\omega) = -\text{Arctan} \frac{b_n}{a_n} \quad (17b)$$

한편 밸브 출구에서의 가스압은 평균압과 맥동압으로 이루어져 있다고 간주할 수 있으므로 이 성분들을 식(18)과 같이 분리하여 쓸 수 있다.

$$p(t) = \bar{p} + p(0) + \sum_{n=1}^N |p(n\omega)| [n\omega t + \psi_p(n\omega)] \quad (18)$$

여기서 $p(0)$ 는 맥동의 d.c. 성분이고, $p(n\omega)$ 은 n 번째 조화 성분의 크기, $\psi_p(n\omega)$ 는 n 번째 조화 성분의 위상각이다. 그러면 식(13)으로부터 다음과 같은 관계들을 얻는다.

$$p(0) = Z(0) \dot{m}(0) \quad (19a)$$

$$|p(n\omega)| = |Z(n\omega)| |\dot{m}(n\omega)| \quad (19b)$$

$$\psi_p(n\omega) = \phi_Z(n\omega) + \psi_m(n\omega) \quad (19c)$$

질량 유량과 배압은 서로 영향을 끼치므로 이 영향을 반영시키기 위해서는 다음과 같은 반복 작업이 수행되어야 한다. ① 먼저 토출압을 $p(t) = p_{\text{mean}}$ 으로 놓는다. ② 주어진 토출압을 가지고 압축기 성능해석을 수행한다. ③ 성능해석 결과 얻은 질량 유량을 Fourier 변환하여 주파수 데이터로 바꾼다. ④ 식(16)에 의거하여 주파수별

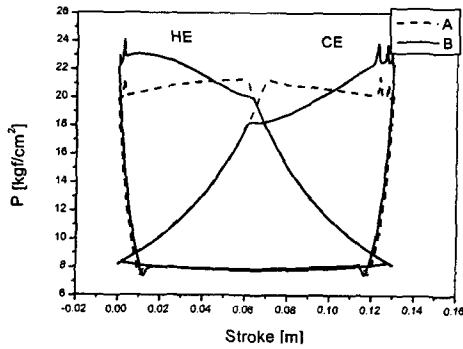


Fig. 3 p-V diagram.

토출압 $p(n \omega)$ 을 구한다. ⑤ 토출압을 시간 신호인 $p(t)$ 로 변환하고 이를 다음 사이클의 성능해석에 적용한다. ⑥ 이러한 과정을 수렴할 때까지 계속한다.

4. 계산 결과 및 고찰

계산이 수행된 압축기 운전조건은 표1에 나타내었다. 가스 맥동이 압축기 성능에 미치는 영향에 대한 비교 기준치를 얻고자 먼저 가스 맥동이 없는 상태, 즉 흡입압 및 토출압이 각각 지정된 평균 흡입압 및 토출압 p_s, p_d 과 같은 경우에 대해 압축기 성능 해석을 수행하여 이 경우를 A로 표시하였고, 가스 맥동이 있는 경우를 B로 표기하였다.

Fig.3의 압력선도에서 HE는 2개의 실린더 가운데 헤드 쪽(실린더 1)을, CE는 크랭크 쪽(실린더 2)을 나타낸다. 흡·토출압이 p_s, p_d 로 일정한 A의 경우, 양 쪽 실린더의 압력선도가 거의 같은 변화를 보인다. Fig.3에서 B로 표시된, 연결 배관계 가스 맥동이 고려된 계산 결과에서는 지정 토출압보다 낮은 압력에서 토출이 개시가 되어 토출이 진행되는 동안에 압력이 계속 상승하다가 토출이 완료됨과 동시에 재팽창이 이루어진다.

이러한 압력선도 상의 변화는 Fig.4에서 보듯이 토출실의 압력 변동에 기인한다. 편의상 Fig.4-Fig.6에서는 처음 한 주기(0° - 360°)에는 흡·토출압이 일정한 경우(A)를, 다음 주기(360° - 720°)에는 토출압이 주기적인 토출 유

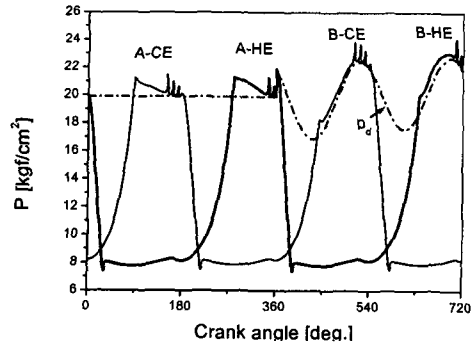


Fig. 4 (a) Effects of gas pulsation in pipings on cylinder pressure.

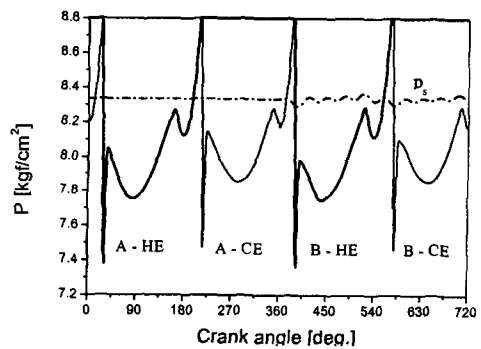


Fig. 4 (b) Effects of gas pulsation in pipings on cylinder pressure : suction process.

량에 의해 변동되는 경우(B)를 나타내도록 한다. Fig.4에서 B의 경우 토출실 내의 압력이 낮아지면 토출도 이에 상응하여 낮은 압력에서 일어나고, 토출실 압력이 상승하면 토출 행정 중에 있는 실린더 내의 압력도 이에 따라 상승한다. Fig.4(b)는 흡입 과정시의 압력 변화를 확대하여 나타내었다. 흡입 유량에 의한 가스 맥동은 토출시에 비해 상당히 작아 실린더 압력에 미치는 영향은 무시할 만큼 작게 나타났다. 따라서 앞으로의 논의는 주로 토출 쪽 현상에 국한한다.

가스 맥동이 토출 밸브의 변위에 미치는 영향을 Fig.5에 나타내었다. CE 쪽에서 가스 맥동이 있는 경우 밸브가 닫히는 과정 중에 진동이 한 차례 더 일어났다. 이러한 현상은 Fig.3의 압력선

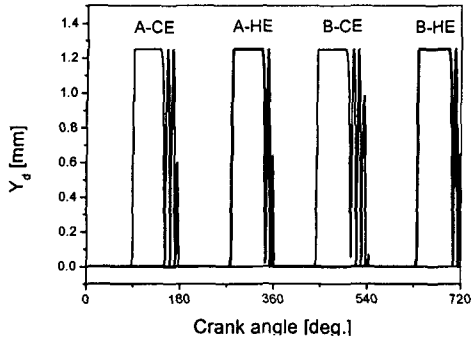


Fig. 5 Valve lift: discharge valve.

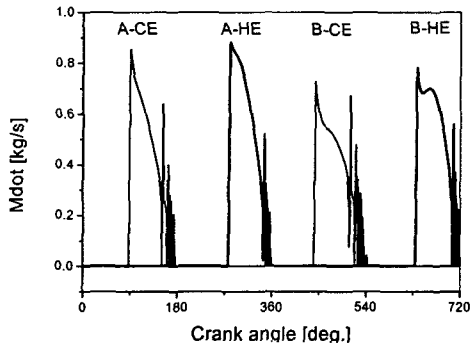


Fig. 6 Discharge mass flow rate. (A,B)

도에서도 볼 수 있다.

Fig.6은 토출가스 질량 유량을 보여 준다. 가스 맥동이 없는 A 경우에 비해 가스 맥동을 고려한 B 경우 토출 유량이 현저하게 작아졌는데 이는 밸브 전후의 압력비가 후자의 경우가 작기 때문이다(Fig.3 참조).

Fig.7은 토출 질량 유량에 대한 Fourier 변환을 보여준다. 식(17b)에 상응하는 Fig.7(a)에서 제일 큰 피크치가 11.8Hz에서 나타나는데 이는 압축기 운전속도 5.9 Hz(354 rpm)의 2배에 해당하는 것으로 크랭크 1회전당 2회의 토출이 일어나는 복동식이기 때문이다. Fig.7(b)는 식(17c)에 상응하는 위상각을 보여준다. Fig.8은 이러한 Fourier 변환된 신호를 다시 역 Fourier 변환시켜서 얻은 질량 유량의 시간 신호와 원래 신호와의 비교를 보여준다. 두 신호의 차이는 Fourier 변환시 고주파수 영역을 얼마나 포함시키느냐에 달려있다.

Fig.9는 토출 조압 탱크의 크기를 2배로 하였

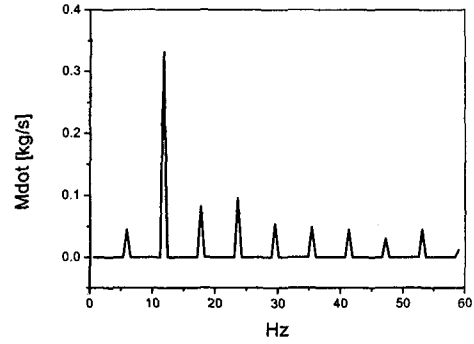


Fig. 7 (a) Spectrum of discharge mass flow rate. (A)

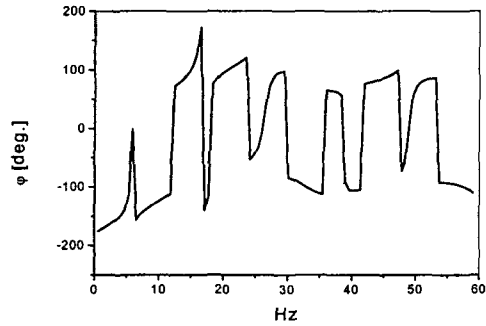


Fig. 7 (b) Phase of spectral discharge mass flow rate. (A)

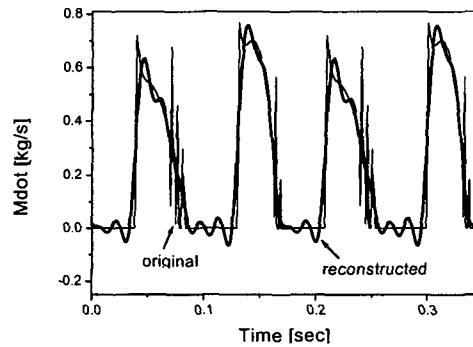


Fig. 8 Comparison of original and reconstructed signals for mass flow rate.

을 때(C), 가스 맥동치가 현저하게 감소한 것을 보여준다. 이 때의 압력 선도는 Fig.10에 나타내었다. 여기서도 Fig.4에서와 같이 비교를 위해 처

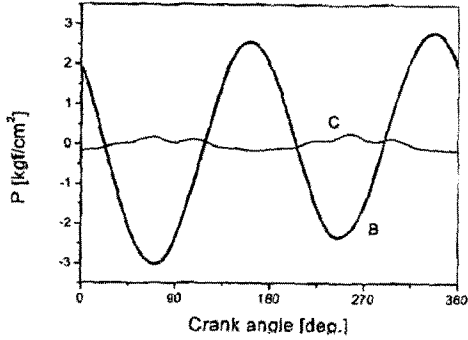


Fig. 9 Discharge pressure pulsation. (B,C)

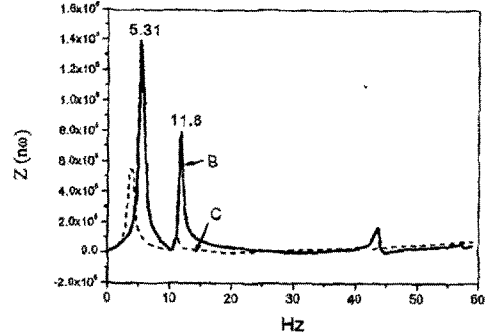


Fig. 11 (a) Magnitude of transfer function for discharge line system. (B,C)

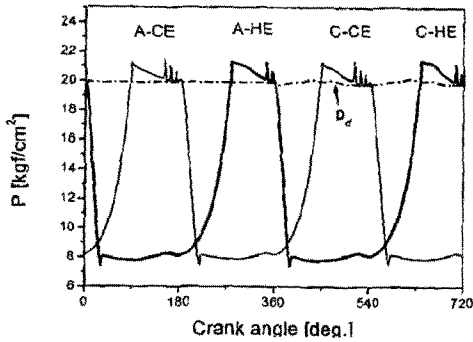


Fig. 10 Effects of discharge pressure pulsation on cylinder pressure. (A,C)

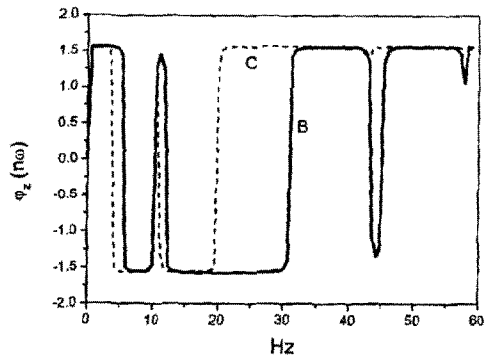


Fig. 11 (b) Phase of transfer function for discharge line system. (B,C)

음 한 주기는 가스 맥동이 없이 토출압이 일정하다고 가정한 경우(A)를, 둘째 주기에는 토출 조압 탱크의 크기를 2배로 하고 가스 맥동이 있는 경우(C)를 나타내었다. 가스 맥동이 현저히 감소한 C의 경우 실린더 압력 선도가 A와 큰 차이가 없다.

C의 경우 가스 맥동이 감소한 원인을 토출 배관계의 전달 함수 변화에서 찾을 수 있다. Fig.11(a)(b)는 각각 토출 배관계의 전달 함수의 크기와 위상을 보여준다. 압력 맥동이 큰 B의 경우 압축기 운전속도의 2배와 일치하는 11.8Hz 부근에서 큰 피크를 보였으나 C의 경우 중간 크기의 피크가 3.54 Hz 부근에서 나타났다. 식(19b)에서 알 수 있듯이, 질량 유량 성분이 0이 아닌 주파수에서 전달 함수가 피크치를 갖는 경우 이 주파수 성분이 압력에 주는 영향은 매우 커진다. B

경우에는 질량 유량의 피크치와 전달 함수의 피크치가 일치하는 주파수가 존재하나 C의 경우는 그렇지 않다.

토출 배관계의 파이프 5번의 길이를 바꾸어 가며 구한 압축기의 체적 효율(η_v)과 단열 압축 효율(η_{ad}), 그리고 가스 맥동치(β')를 각각 Fig.12, Fig.13에 나타내었다. 토출 조압 탱크가 원래의 크기(B)일 때와 탱크 체적을 2배로 한 경우(C) 모두를 함께 나타내었다. 먼저 B의 경우에 5번 파이프의 길이가 5m 정도되는 부근에서 가스 맥동이 크게 증가하고, 단열 압축 효율과 체적효율은 감소한다. 이는 Fig.11(a)에서 보듯 토출 배관계 전달 함수의 피크가 일어나는 주파수가 압축기 운전속도의 정수배에 해당하기 때문이다. 5번 파이프의 길이가 바뀌면 전달 함수 특성이 변하

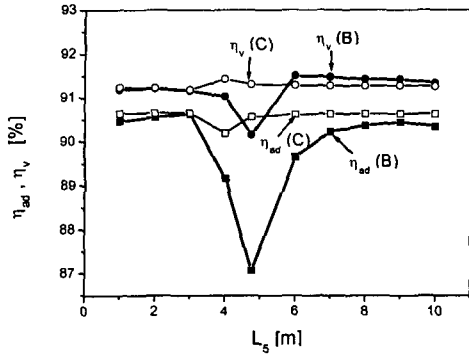


Fig. 12 Variation of adiabatic and volumetric efficiencies at two different discharge snubber sizes.

여 위와 같은 주파수 일치를 벗어나게 되고, 이에 따라 가스 맥동이 줄어들게 되고, 압축기 효율이 떨어지는 현상도 없어진다. 토출 조압 탱크의 크기를 2배로 한 C의 경우 가스 맥동 전반적 감소하고, 5번 파이프 길이에 거의 무관하게 압축기 효율이 일정 수준을 유지한다.

4. 결론

복동식 왕복동 압축기의 흡입측 및 토출측에 연결된 배관계에서 일어나는 가스 맥동 및 이로 인한 압축기의 성능 상의 변화에 대한 영향에 대한 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 연결 배관계의 가스 맥동 전달 특성을 사극이론(four pole theory)을 적용하여 구하였다.
- (2) 연결 배관계 내의 가스 맥동을 연계하여 복동식 왕복동 압축기의 성능해석 수행하였다.
- (3) 본 연구에서 고려된 압축기 시스템에서 흡입측 가스 맥동은 미미하여 압축기 실린더 내 압력 발달에 거의 영향을 주지 않았으나, 토출측 가스 맥동은 경우에 따라 상당히 커서 토출 행정시 실린더 압력 형성에 큰 영향을 미쳤다.
- (4) 가스 맥동이 클수록 단일 압축 효율 상의 손실이 커지나, 체적효율에 미치는 영향은 상대적으로 작게 나타났다.
- (5) 배관계의 음향 전달 함수가 압축기 운전속도의 정수배에 해당하는 주파수에서 피크를 갖는 경우 가스 맥동이 심화된다.

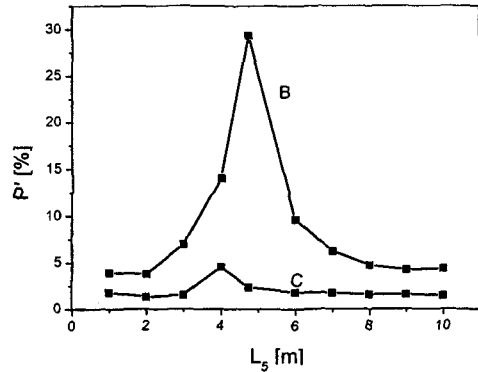


Fig. 13 Variation of peak-to-peak discharge pressure pulsation with piping length at two different discharge snubber sizes. (B,C)

(6) (5)에서와 같은 음향 전달 함수의 피크들을 약화시키는 유력한 방법은 조압 탱크의 체적을 증가시켜 주는 것이다.

후 기

본 연구는 1997년도 학술진흥재단 학술연구조성비(1997-001-E00107)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. Soedel, W., 1972, Introduction to computer simulation of positive displacement type of compressors, Compressor Technology Conference Short Course, Purdue, USA. pp. 1-113.
2. Bulletin of Kwangshin Engineering, 1996.
3. Brablik, J., 1972, Gas pulsations as factor affecting operation of automatic valves in reciprocating compressors, Proceedings, Compressor Technology Conference, Purdue, USA, pp. 188-195.
4. Munjal, M.L., 1987, Acoustics of ducts and mufflers, John Wiley & Sons. p. 75.
5. Kinsler, L.E., Frey A.R., 1982, Fundamentals of acoustics, John Wiley & Sons. pp. 181-182.