

밀폐형 왕복동 압축기에서 흡입라인 가스맥동이 압축기 성능에 미치는 영향

이용호*, 김현진**,*

*인천대학교 대학원, **인천대학교 기계공학과

Effects of gas pulsation in the suction line of a hermetic reciprocating compressor on th compressor performance

Yong Ho Lee*, Hyun Jin Kim**,*

*Department of Mechanical Engineering, Graduate school of Incheon University, Incheon 402-749, Korea

**Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

ABSTRACT : For a hermetic reciprocating compressor, it has been known that the gas pulsation in the suction line affects the compressor performance, and suction muffler design has been focused on both of noise reduction and minimum pressure drop across the muffler. Some studies have been carried out on the mutual interaction between the gas pulsation and the cylinder pressure to investigate some supercharging effects, but their efforts were limited on rather simple geometries. In this paper, interaction of the gas pulsation in the compressor suction line with cylinder pressure via suction valve motion has been calculated; for the gas pulsation analysis, modeling of Helmholtz resonators in series was used, and for cylinder pressure calculation, energy equations was set up for the gas inside the cylinder. For demonstration of this calculation method, four different types of suction line configurations for a hermetic reciprocating compressor were compared in terms of compressor performance and gas pulsation level.

Key words: Gas pulsation(가스맥동), Suction line(흡입라인), Helmholtz resonator(헬름홀쯔 공명기), Compressor performance(압축기 성능)

1. 서론

압축기에서 가스맥동의 주요 원인은 작동유체가 흡입밸브나 토출밸브를 간헐적으로 통과하는데 있으며 이는 특히 왕복동 압축기에서 심하게 발생한다. 이러한 가스맥동으로 인해 밸브가 시트에 부딪히는 충격 속도의 증가, 밸브 플러터링 등 압축기의 진동과 소음원으로 작용하고, 또한 압축

기의 유량 및 압축기 소요동력 등의 성능에도 영향을 미친다.

이미 오래전부터 압축기의 흡입라인 및 토출라인에서의 가스맥동과 이러한 가스맥동이 밸브거동에 미치는 영향에 대한 연구가 있었다.^(1,2) 가스맥동이 일으키는 소음을 감소시키고 또한 흡입가스가 머플러를 통과하면서 겪는 압력손실을 최소화해 주어 머플러 장착이 압축기 성능을 저하시키는 것을 최소화하려는 방안들도 모색되었다.^(3,4,5)

더 나아가 흡입라인에서 일어나는 가스맥동을

† Corresponding author

Tel.:+ 82-32-770-8419; fax:+ 82-32-770-8423

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

적절히 튜닝해 주어 흡입밸브가 열리는 시점에 흡입 밸브 입구에서의 압력이 흡입관 입구에서의 압력보다 오히려 더 상승하도록 타이밍을 맞추어 주므로 흡입유량을 증가시켜보려는 즉, 수퍼차징의 효과를 얻어 보려는 시도가 계속되었다.^(6,7,8) Akashi et al.⁽⁸⁾은 머플러를 제외한 단순한 흡입관만을 왕복동 압축기 흡입부에 연결하고 압축기 운전속도를 변화시켜가며 어느 운전영역에서 수퍼차징되는 효과를 관찰하였다. 특성곡선법(method of characteristics)을 이용한 압력과 해석과의 비교에서 실험치와 값의 차이를 보였지만 운전속도에 대한 수퍼차징 경향에 대해서는 흡사한 결과를 얻었다.

Liu and Soedel⁽⁷⁾은 흡입밸브가 없는 로타리 압축기에서 어큐뮬레이터에서부터 실린더 흡입실까지 이어지는 흡입관에서의 운전속도에 따라 수퍼차징 효과를 얻을 수 있는 영역이 있음을 보였다. 이상의 가스맥동이 압축기 성능에 미치는 영향에 대한 연구들은 머플러가 없는 단순한 흡입관에서 또는 흡입밸브가 없는 경우에 이루지는 등, 계속적인 연구가 필요한 상황이다.

본 연구에서는 밀폐형 왕복동 압축기에서 흡입라인의 구조변경에 따른 가스맥동 변화를 압축기 밸브거동과 또 이와 연관된 실린더 내에서의 가스 압축 성능과의 전체적인 연계를 통한 해석을 수행해 보고자 한다.

2. 성능해석 및 가스맥동 해석

2.1. 압축기 및 흡입부 구조

냉동기용 밀폐형 왕복동 압축기의 개략적인 구조를 Fig.1에 나타내었다. 냉매는 R134a이며, 냉동사이클의 증발기에서 압축기 쉘로 들어온 가스는 흡입라인을 통하여 실린더로 흡입되고 피스톤의 왕복동 운동에 의하여 압축된 후 토출라인을 통하여 쉘 밖으로 토출된다. 이때, 왕복동 압축기의 간헐적인 흡입 및 토출에서 발생하는 맥동신호를 제어하기 위하여 머플러를 사용하고 있다. Fig.2는 흡입부에 설치된 흡입 머플러에 대한 상세도면이다.

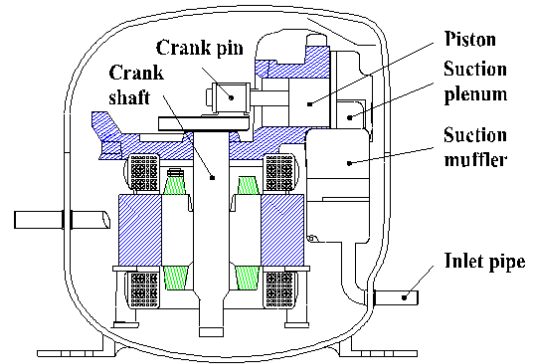


Fig. 1 Schematic of a small hermetic reciprocating compressor

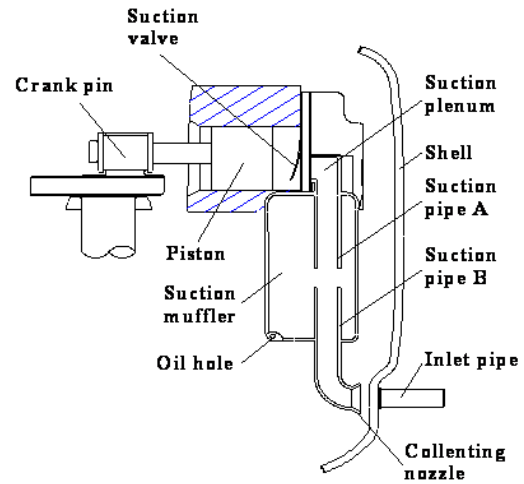


Fig. 2 Typical suction line of a hermetic reciprocating compressor

2.2 압축기 성능 해석

밀폐형 압축기의 압축과정은 실린더 내의 가스에 대한 에너지 방정식을 적용하여 가스 압력을 계산하였다. 실린더 내의 가스에 대해 열역학 제 1 법칙을 적용하면 식(1)과 같다.

$$\dot{Q}_c - \dot{W}_c + h_s \dot{M}_{sc} - h_c \dot{M}_{dc} = \dot{U}_c \quad (1)$$

여기서 실린더 내의 가스와 실린더 벽면과의 열전달율은 원관 내를 흐르는 난류유동에서의 열전달로 간주하여 식(2)와 같이 표현되며 실린더 내부의 가스에 가해지는 일률과 벽면 마찰을 고

려하면 식(3)으로 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c &= H_c A_c (T_w - T_c), \\ H_c &= \frac{k}{D} 0.0245 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\dot{W}_c = P_c \dot{V}_c + |F_f V_{Piston}| \quad (3)$$

실린더 내로 흡입되는 가스와 토출되는 가스의 엔탈피는 식(4)와 같다.

$$h_s \dot{M}_{sc} = c_p T_s, \quad h_c \dot{M}_{dc} = c_p T_c \quad (4)$$

식(2)-(4)를 식(1)에 넣어 정리하면 최종적으로 실린더 내의 가스의 내부에너지 변화율은 식(6)과 같고,

$$\begin{aligned} \dot{U}_c &= \frac{d}{dt} (c_v T_c M_c) = c_v \dot{T}_c M_c + c_v T_c \dot{M}_c \\ &= c_v \dot{T}_c M_c + c_v T_c (\dot{M}_{sc} - \dot{M}_{dc}) \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)을 실린더 내부 온도에 대해 식(7)과 같이 표기할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{T}_c &= \frac{1}{M_c C_v} [H_c A_c (T_w - T_c) - P_c \dot{V}_c] \\ &\quad - |F_f V_p| + (C_p T_s - C_v T_c) \dot{M}_{sc} - R T_c (\dot{M}_{dc}) \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)의 실린더 온도 변화율에서부터 실린더 온도를 구하고, 기체상태방정식에서 실린더 압력을 계산한다.

밸브에 대한 모델링은 1 자유도계의 질량-스프링-댐퍼 시스템으로 간주하여 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_v \ddot{y} + C \dot{y} + ky = B_v (p - p_d) + F_0 \quad (8)$$

밸브를 통과하는 질량유량은 오리피스를 통과하는 압축성 유동으로 간주하여 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= c_v A_v P_c \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_c}} \\ &\quad \times \sqrt{\left(\frac{p_v}{p_c}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_v}{p_c}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \end{aligned} \quad (9)$$

압축기 기계적 손실에는 피스톤과 실린더, 피스톤 핀, 크랭크 핀, 크랭크 축 저널 베어링, 그리고 스러스트 베어링에서의 마찰 손실 등이 있어 식(10)과 같다.

$$L_{mech} = L_{Piston} + L_{ppin} + L_{cpin} + L_{J/B} + L_{T/B} \quad (10)$$

2.3 가스맥동 해석

가스맥동을 해석함에 있어 음압의 진폭이 크다면 선형음향이론으로는 접근할 수 없으므로 1-D 비정상 압축성 유동을 지배하는 비선형 편미분방정식을 풀어야 하며, 음압이 상대적으로 평균압력에 비해 통상 20% 이내로 크지 않은 경우 가스맥동은 선형음향이론에 의해 간략화 될 수 있다⁽⁷⁾. 여기서는 Soedel⁽⁹⁾이 제시한 이론을 적용하고자 한다.

Fig.3은 일례로 흡입라인이 압축기 외부에서 오는 흡입관 및 흡입 플레넘으로 들어가는 흡입관의 두 개의 관과 이 두 관 사이에 머플러가 설치된 구성으로 이루어진 경우(Fig.2 참조)에 대해 두 개의 직렬로 연결된 헬름홀츠 공명기 모델링을 보여준다. 외부 흡입관과 흡입 플레넘에 연결된 원관 내의 가스 덩어리의 이동거리를 각각 ξ_{20} 및 ξ_{12} 라고 하고, 흡입 플레넘과 머플러에서의 압력을 각각 P_{s1} 및 P_{s2} 라고 하면 다음의 식(11)-식(13)이 얻어지고,

$$\begin{aligned} A_{s12} (P_{s2} - P_{s1}) - L_{s12} A_{s12} \rho_s \ddot{\xi}_{12} \\ - D_{12} \dot{\xi}_{12} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$P_{s1} = \frac{\rho_s c_s^2 A_{s12}}{V_{s1}} \xi_{12} - \frac{c_s^2}{V_{s1}} \int_0^l \dot{m}_s dt = 0 \quad (12)$$

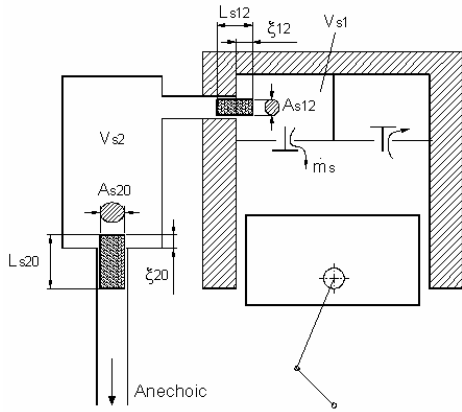


Fig. 3 Helmholtz resonator modeling

$$P_{s2} = \frac{\rho_s c_s^2}{V_{s2}} (A_{s20} \xi_{20} - A_{s12} \xi_{12}) \quad (13)$$

증발기로 이어지는 흡입관이 무반향 종결 (anechoic termination) 조건을 만족한다고 하면 식 (14)를 적용할 수 있다.

$$P_{s2} = \rho_s c_s \dot{\xi}_{20} \quad (14)$$

이상으로 식(11)-(14)의 4개의 식과 ξ_{20} , ξ_{12} , P_{s1} , 그리고 P_{s2} 의 4개의 미지수가 있으므로 식들을 연립하여 풀 수 있다. 흡입라인의 구성이 바뀌어도 동일한 개념을 적용하여 가스맥동 압력을 구할 수 있다.

3. 해석결과 및 고찰

Fig.4는 흡입가스맥동 및 토출가스맥동이 없다고 가정한 경우의 실린더 내의 가스압력 변화를 보여준다. 흡입개시는 실린더 내의 압력 P_c 이 흡입압력 P_s 보다 낮아지는 시점이 된다. 이 경우에는 $\theta = 227.5^\circ$ 에서 발생한다. Table 1에는 본 해석에서 고려한 4가지 경우의 흡입라인 형상에 대한 설명을 나타내었다. Fig.5에는 4가지 경우의 흡입라인 형상에 대해 수행한 가스맥동 계산 결과 가운데 흡입밸브 입구에서의 압력 변화를, Fig.6에는 흡입밸브의 거동을, Fig.7에는 흡입 질량유량의 변화를 크랭크 각에 따라 나타내었다.

Table 1 Four types of suction line configuration (refer to Fig. 2)

Types	Descriptions		
	Muffler	Opening between pipe A and pipe B	Gap between collecting nozzle and shell
Direct	No	No	No
Indirect	No	No	Yes
Muffler A	Yes	Only small hole	No
Muffler B	Yes	Yes	No

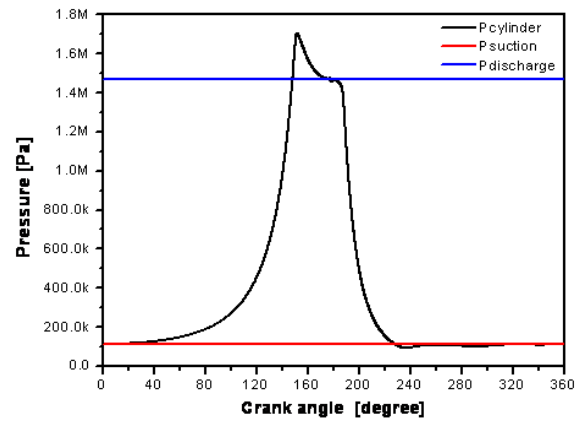


Fig. 4 Cylinder pressure

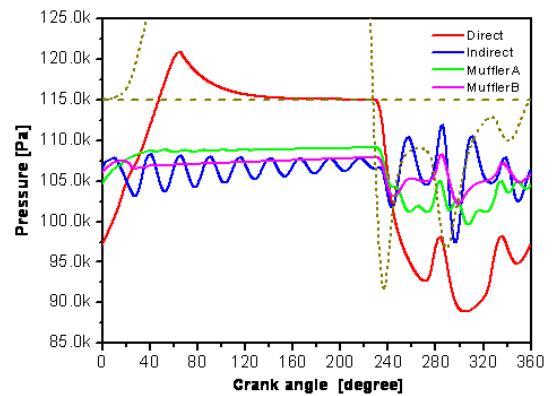


Fig. 5 Gas pulsation signals

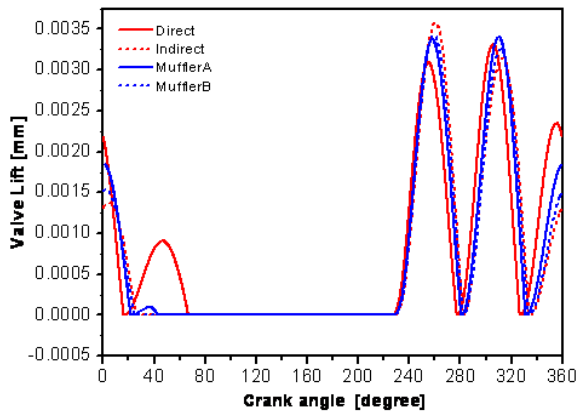


Fig. 6 Valve lift

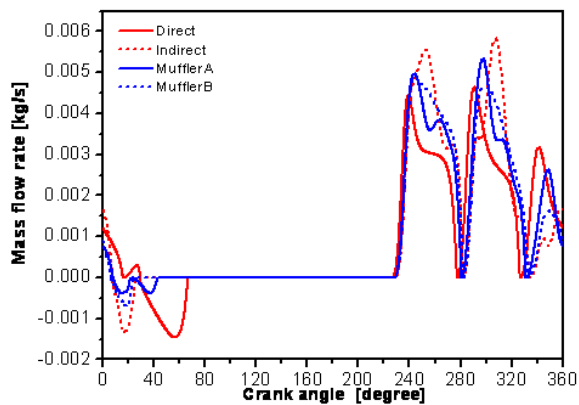


Fig. 7 Suction mass flow rate

직접흡입(Direct)인 경우 가스맥동이 가장 크게 나타났고 밸브가 열리기 직전에는 흡입관 입구의 정격흡입압력 P_s 상태를 유지하다가 흡입 개시점에서부터 압력이 급격히 감소한다. 흡입라인이 셀 벽면에서 떨어져 있는 간접흡입(Indirect)의 경우에는 흡입개시전의 압력평균치가 낮아지고, 압축기 운전속도의 13-14배 정도 되는 높은 주파수의 맥동이 나타났다. 머플러가 있는 경우(Muffler A & Muffler B)에도 전반적인 압력수준이 직접흡입의 경우보다 낮고, 흡입밸브가 닫혀 있는 구간에서는 맥동을 거의 보이지 않는다. 밸브가 열려 있는 구간에서는 Muffler A 에서의 압력이 Muffler B에서의 압력보다 다소 낮게 나타났다.

밸브가 열리는 시점은 4 경우 모두 거의 비슷하게 $\theta = 227.5^\circ$ 근처이고, 밸브는 흡입라인 형상에 따라 3-4번 여닫힘 운동을 보인다. 피스톤이

하사점을 지나 다시 상사점을 향해 진행할 때, 간접흡입과 머플러 B의 경우는 흡입밸브가 $\theta = 24^\circ - 25^\circ$ 에서 닫히지만, 직접흡입과 머플러 A의 경우는 한 번 더 열렸다가 각각 66.9° 및 42.9° 에서 최종적으로 닫힌다.

Fig.7의 질량유량 그래프에서 알 수 있듯이 피스톤이 상향운동을 하는 구간에서 밸브가 열려 있는 경우 실린더 내에서 흡입실로 역류가 발생한다. 역류가 가장 심한 것은 직접흡입의 경우이며, 역류가 가장 적은 것은 머플러 B의 경우이다.

Fig.8에는 직접흡입의 경우를 기준으로 하여 각 경우의 질량유량 \dot{m} , 압축기 입력 \dot{W}_c , 그리고 COP를 비교하였다. 질량유량은 간접흡입과 머플러 A에서 약 17% 증가하였고, 최대유량 증가는 머플러 B에서 18%로 일어났다. 유량증가에 따라 압축기 입력도 증가하는데 세 경우 10-11% 정도 증가하여 COP로 보면 머플러 A에서는 5.3% 증가를, 그리고 간접흡입과 머플러 B는 각각 6.2% 정도의 증가를 보였다. 유량 증가와 COP 향상을 모두 고려하면 머플러 B의 경우가 가장 좋은 결과를 보인다.

Table 2는 각 흡입라인에서의 가스맥동치 (p'_s/P_s)를 보여준다. 흡입밸브가 닫혀 있는 동안에는 가스맥동이 1% 안팎으로 작고, 가스가 흡입되고 있는 중인 밸브가 열린 상태에서는 흡입라인에 따라 가스 맥동치가 큰 차이를 보인다. 머플러 B 형상에서 맥동이 가장 작게 나타났다.

Table 2 Gas pulsations at various suction line configurations

Types	Gas pulsation level (p'_s/P_s , %)	
	Valve closed	Valve open
Direct	1.23	8.74
Indirect	1.18	2.72
Muffler A	0.99	3.09
Muffler B	0.33	1.41

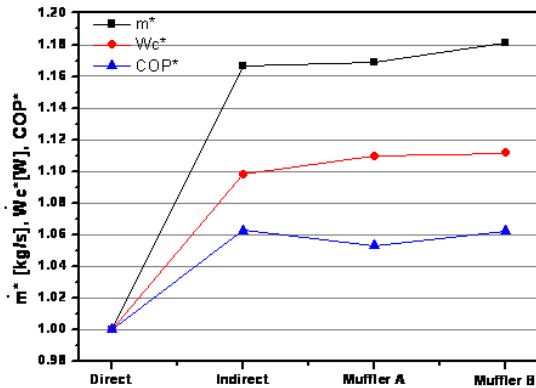


Fig. 8 Compressor performance

4. 결론

밀폐형 왕복동 압축기의 흡입라인에서 가스맥동이 압축기 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해,

(1) 압축기의 성능해석과 흡입라인에서의 가스맥동이 연계된 프로그램을 작성하였다. 성능해석을 위해서는 실린더 내에 에너지 방정식을 적용했고, 가스맥동해석을 위해서는 직렬 연결된 헬름홀츠 공명기 모델링을 적용했다.

(2) 직접흡입, 간접흡입, 그리고 2 가지 형태의 머플러가 설치된 4 종류의 흡입라인에 대해 해석을 수행한 결과, 흡입라인 요소 구성에 따라 가스맥동 뿐만 아니라 압축기의 성능도 크게 영향을 받는 것을 알 수 있었다.

(3) 본 연구에서 제시된 기법을 사용하여 흡입라인 설계를 수행하면 압축기 소음과 성능을 동시에 고려한 흡입라인 구성을 찾을 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. Elson, J. P., Soedel, W., 1972, A review of discharge and suction line oscillation research, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp.311-315

2. Brablik, J. 1972, Gas pulsations as factor affecting operation of automatic valves in reciprocating compressors, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp.188-192

3. Lee, J. H., An, K. H., Lee, I. S., 2002, Design of the suction muffler of a reciprocating compressor, International Compressor Engineering Conference at Purdue, C11-5

4. Choi, J. K, Joo, J. M., Oh, S. K, Park, S. W., 2000 Smart suction muffler design for a reciprocating compressor, International Compressor Engineering Conference at Purdue, 619-625

5. Gosavi, S. S., Juge, V. M., Nadgouda, M. M., 2006, Optimuzation of suction muffler using Taguchi's DOE method, International Compressor Engineering Conference at Purdue, C070

6. Brablik, J. 1974, Computer simulation of the working process in the cylinder of a reciprocating compressor with piping system, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp.151-158

7. Liu, Z, Soedel, W., 1994, Using gas dynamic model to predict the supercharging phenomenon in a variable speed compressor, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp.491-497

8. Akashi, H, Sugimoto, S., Yoshimura, T, 2000, Influence of pressure wave in a suction path on performances in reciprocating compressors, International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp.611-618

9. Soedel, W., 1978, Gas pulsations in compressor and engine manifolds, Short course text book, Herrick Laboratories School of Mechanical Engineering, Purdue University