

횡형 스크롤 압축기의 가스 맥동에 관한 연구

최진섭* · 김현진**

A Study on the Gas Pulsation in a Horizontal Scroll Compressor

Jin Sub Choi*, Hyun Jin Kim**

Key words: Scroll Compressor(스크롤 압축기), Gas Pulsation(가스 맥동), Helmholtz Resonator(헬름홀쯔 공명기)

ABSTRACT

Analytical and experimental investigations have been carried out on the gas pulsations in the discharge paths of a high-side horizontal scroll compressor, where the gas discharged from compression chamber is made to pass through several chambers inside the compressor shell. Model of Helmholtz resonators in series has been applied to this configuration to predict gas pulsation phenomena along the passages, and the calculation results have been compared with measured pressure time traces. Good agreements between the analytical and experimental results have been obtained. It has also been found that the compressor performance is somewhat affected by the size of individual chambers inside the compressor shell.

1. 서론

룸 에어컨이나 패키지 에어컨 등에 사용되는 냉매 압축기에 대한 소음 감소 요구가 점차 증대해 가고 있는 가운데 압축기 소음 및 이에 연관된 가스 맥동에 관해 많은 연구가 수행되어 오고 있다(1-5). 기본 구조 면에서 왕복동 압축기의 경우 피스톤의 왕복 운동으로 인한 간헐적인 가스 맥동이 매우 크며, 로타리 압축기의 경우 토출 가스가 압축기 셸 내부를 순환한 후에야 배출되는 고압식이므로 압축부에서 토출된 가스가 압축기 셸 내부 공간에서 공진 현상을 유발하는 경우가 있어, 머플러 설계가 매우 중요해 진다.

스크롤 압축기는 왕복동식 압축기나 또는 로타리식 압축기에 비해 효율이 높을 뿐만 아니라 소음 측면에서도 우수한 것으로 알려져 있다. 하지만 스크롤 압축

기에서도 마력 수가 작은 경우 종종 고압 방식 형태를 취하게 되고, 이 경우 역시 토출 가스는 바로 압축기 밖으로 배출되지 않고 내부 공간을 거친 후에야 배출되게 된다. 특별히 횡형 차압 급유 방식 스크롤 압축기에서는 오일 저장 유면이 로터를 간섭하지 않도록 압축기 셸 내부에 사절판을 설치하게 되므로 내부에 독립적인 공간이 더욱 많이 형성되게 된다.

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 고압식 횡형 스크롤 압축기에서 토출 가스가 내부 공간들을 거치면서 혹 겪게 될 가스 맥동의 감쇠 또는 증폭 현상 등에 대해 살펴보고자 한다. 이 스크롤 압축기는 배압실과 셸 내부와의 압력 차이에 의해 오일이 급유 되도록 고안되었으며, 사절판 전후는 사절판을 통과하며 발생하는 토출 가스의 동압 손실에 상응하는 압력 차이가 발생하여 유면 차이가 형성된다. 이러한 유면 차이는 운전 속도에 따라 달라지게 되고 이는 또한 압축기 내부 각 공간의 체적 변화를 가져와 가스 맥동에도 영향을 준다.

* 인천대학교 대학원

** 정희원, 인천대학교 기계공학과

2. 가스 맥동 이론

Fig. 1에서 보듯이 압축실에서 토출된 가스는 토출실(6)로 모여진 후, 압축부와 모터부에 의해 형성되는 공간 7로 좁은 경로를 통해 유입되고, 다시 모터의 회전자와 고정자 및 고정자와 압축기 통 사이의 좁은 틈새를 통해 사절판 전의 공간 8로 들어가고, 사절판 상의 토출 통로를 거쳐 최종적으로 공간 9로 들어간 후, 토출관을 통해 토출되게 된다. 이러한 경로에서의 가스 맥동에 대한 모델링을 위해 압축기내의 토출 경로는 4개의 헬름홀츠 공명기가 직렬 연결된 것으로 간주

한다. 헬름홀츠 공명기란 공간과 목으로 구성된 임의의 기하학적 형상을 일컬으며 공간의 유체는 관성이 없는 압축성 유체로 채워져 있다고 가정하며, 목의 유체는 관성 효과만 있을 뿐 압축성의 영향은 무시한다.

Fig. 2는 헬름홀츠 공명기가 직렬 연결된 모델의 자유 물체도를 보인다.

먼저 공간 6과 7사이 목에서의 운동방정식은

$$L_i A_i \rho_0 \ddot{\xi}_i + D_i \dot{\xi}_i - A_i (p_6 - p_7) = 0 \quad (1)$$

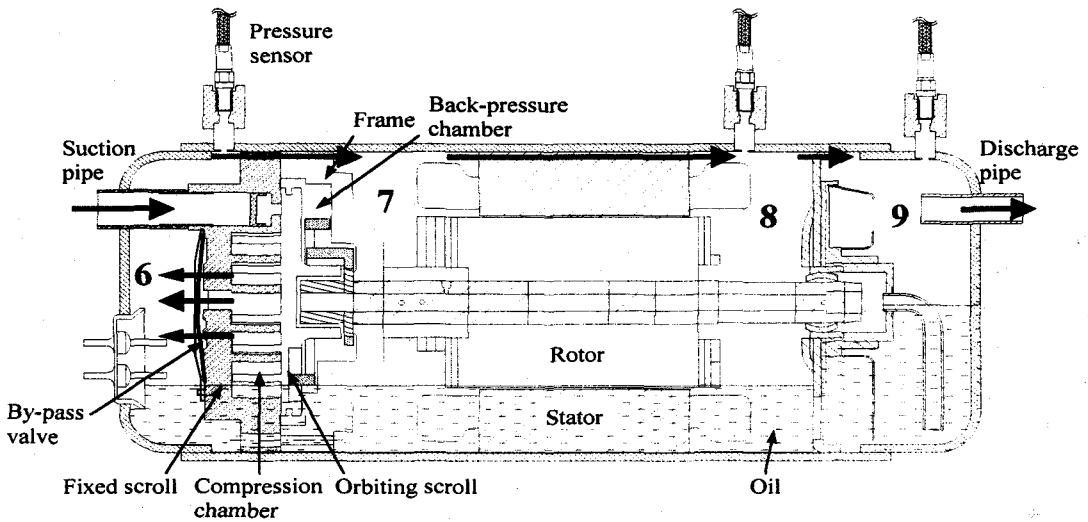


Fig. 1 Cross sectional view of a horizontal scroll compressor

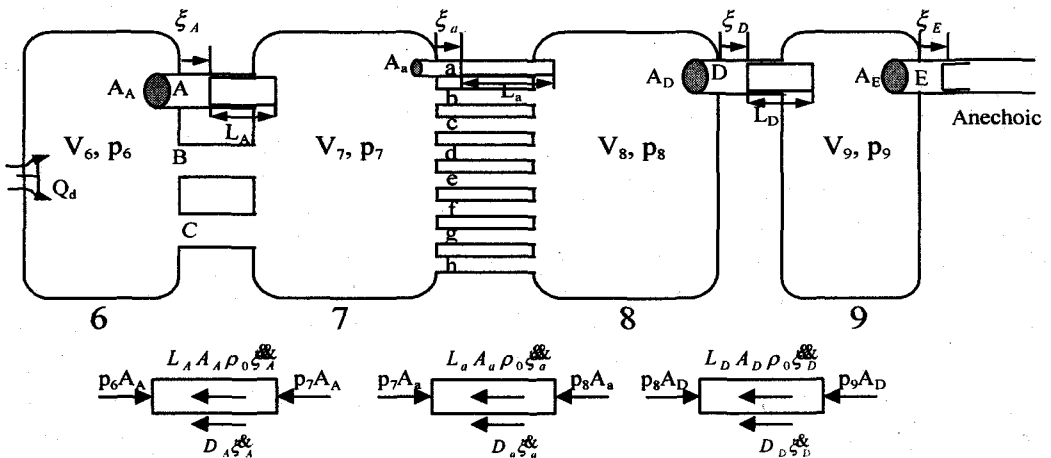


Fig. 2 Free body diagram for discharge paths in compressor

여기서 i 는 A, B, C로서 Fig. 2에서 보듯이 각각의 목을 표시한다.

공간 7과 8사이의 목에서는

$$L_j A_j \rho_0 \dot{\xi}_j + D_j \dot{\xi}_j - A_j (p_7 - p_8) = 0 \quad (2)$$

여기서 $j=a, b, c, d, e, f, g, h$

공간 8과 9사이의 목에서는

$$L_D A_D \rho_0 \dot{\xi}_D + D_D \dot{\xi}_D - A_D (p_8 - p_9) = 0 \quad (3)$$

위의 식들에서 L 은 목의 유효길이(effective length)로서⁽¹⁾⁽³⁾

$$L = L_G + \sqrt{\frac{A\pi}{2}} \quad (4)$$

여기서 L_G 는 목의 기하학적 길이, A 는 목의 단면적, D 는 등가감쇠계수(equivalent damping coefficient)로서

$$D = 2\zeta LA\rho_0\omega_n \quad (5)$$

여기서 ζ 는 Damping factor, $\omega_n = c_0\sqrt{\frac{A}{LV}}$ 로서 고유진동수(natural frequency)를 나타낸다.

웅축기로 연결되는 토출 파이프를 무반향(anechoic) 파이프로 간주하면⁽¹⁾

$$\zeta_E = \frac{c_0}{V_9} (2A_D \zeta_D - A_E \zeta_E) \quad (6)$$

이며, 식 (1), (2), (3)에서 p_6, p_7, p_8, p_9 는 각각 다음과 같다.

$$p_6 = \frac{c_0^2}{V_6} \int_0^t \dot{m}_d dt - \frac{\rho_0 c_0^2}{V_6} \sum_{i=A}^C n_i A_i \xi_i \quad (7)$$

$$p_7 = \frac{\rho_0 c_0^2}{V_7} \left(\sum_{i=A}^C n_i A_i \xi_i - \sum_{j=a}^h n_j A_j \xi_j \right) \quad (8)$$

$$p_8 = \frac{\rho_0 c_0^2}{V_8} \left(\sum_{j=a}^h n_j A_j \xi_j - 2A_D \xi_D \right) \quad (9)$$

$$p_8 = c_0 \rho_0 \dot{\xi}_E \quad (10)$$

여기서 ξ 는 각 연결 통로에서의 가스 럼프(gas lump)의 맥동 크기, n 은 동일한 면적을 갖는 목의 개수이다.

식 (7)에서 토출구와 바이패스 밸브를 통해 토출실로 들어오는 질량유량 \dot{m}_d 를 오리피스 유동으로 간주하면

$$\dot{m}_d = c_d A_d p_1 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_1}} \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(k+1)/k}} \quad (11)$$

여기서 c_d 는 유량계수, A_d 는 토출구 면적, T_1 은 토출구 전 온도, R 은 기체상수, k 는 단열압축지수, p_1, p_2 는 토출구 전과 후의 압력을 나타내며, 성능해석 프로그램⁽⁶⁾에서 구하여 진다.

Fig. 3은 압축기 운전속도 30Hz, 60Hz, 90Hz, 120Hz에 따른 공간 6으로 들어오는 토출가스 질량유량을 나타낸다. 압축기 운전속도가 빠를수록 더 많은 양의 냉매가스가 흐름을 보인다. 피크가 나타나는 부분은 압축실들이 토출구에 통합되는 시기를 보이고 있다. 식 (11)의 질량유량을 가지고 이상의 식들을 연립하여 수렴할 때까지 계산을 반복 수행한다.

3. 실험

본 연구에서 사용한 성능해석 프로그램의 검증과 압축기 내부 각 공간에서의 가스 맥동 측정을 위해 용량 1500-6000 kcal/hr인 유량계법 압축기 칼로리메타를

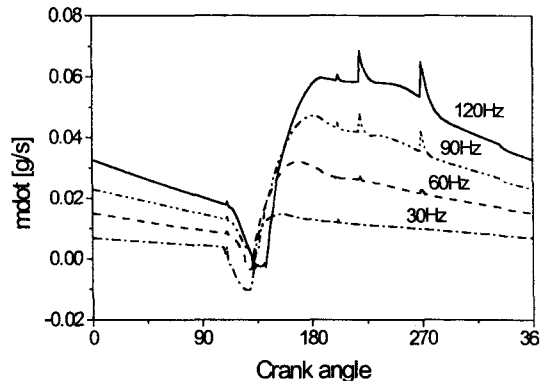


Fig. 3 Discharge flow rate

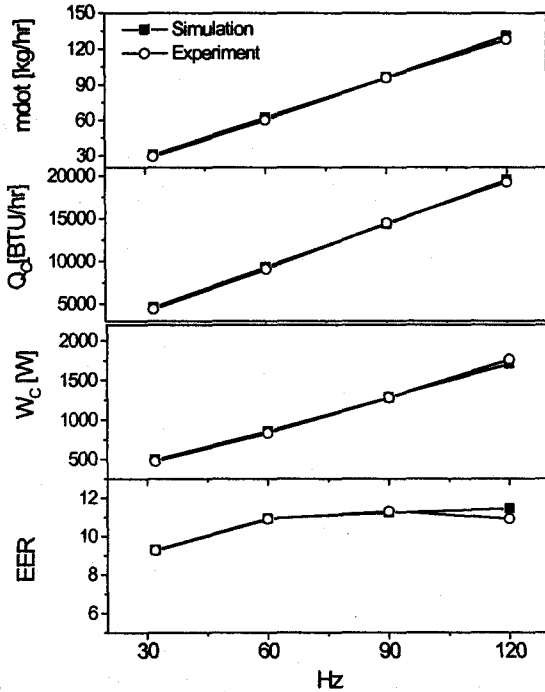


Fig. 4 Mass flow rate, cooling capacity, compressor input power, EER vs. Hz on ARI condition

사용하였다. 냉매 유량계로는 범위 0-300 kg/hr 이고 정밀도 0.2 % 인 OVAL D100S-SS-200을 사용하며, 압축기 소요동력은 VORTEX사의 PM3000 Wattmeter 로 측정하였다. 가스맥동 측정은 Fig. 1에서 보듯이 공간 6, 8, 9에서 이루어졌으며, 압력센서는 KISTLER사의 6052A를 사용하였으며, 증폭기는 KISTLER사의 5011A를 사용하였다.

압력센서에서 감지된 신호는 증폭기를 통해 증폭된 후 A/D 변환기를 통해서 PC로 보내진다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 4는 ARI조건에서 압축기 운전속도에 따라 R22용 횡형 가변속 스크롤 압축기의 질량유량 \dot{m}_d , 냉동능력 Q_c , 압축기 일 W_c , EER을 압축기 칼로리메타에서 얻은 데이터와 성능해석 컴퓨터 프로그램에서 얻은 데이터 결과를 비교하여 나타낸다. 운전속도 30Hz-90Hz 에서는 EER의 최대 오차가 1% 이내로서 전반적으로 두 결과가 잘 일치하며, 120Hz 에서 압축

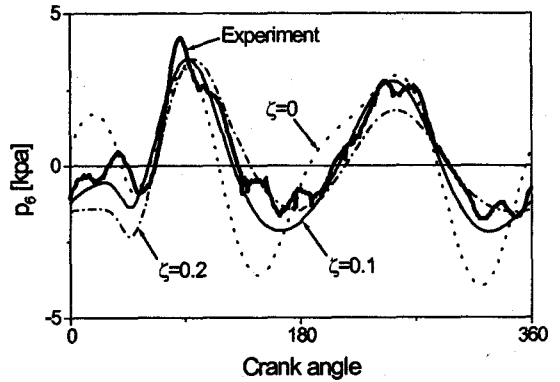


Fig. 5 Influence of damping factor on gas pulsations

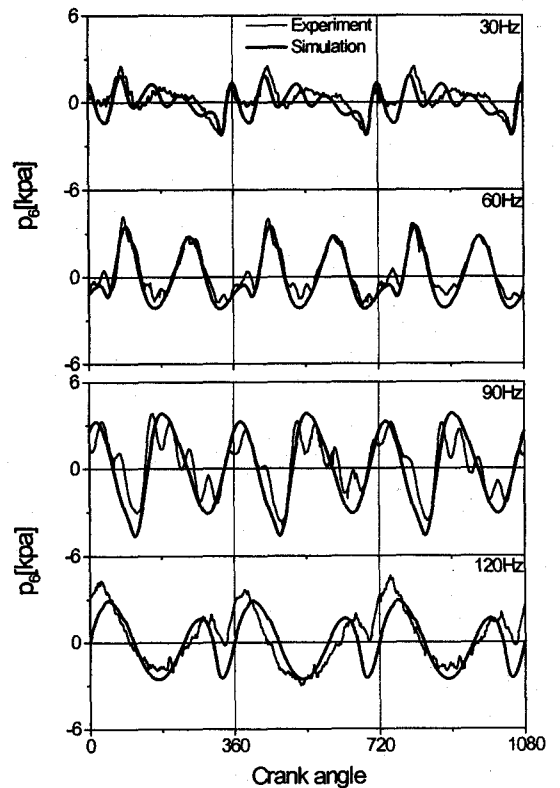


Fig. 6 Gas pulsations at volume 6 vs. Hz

기 일 W_c 는 계산치가 작고 냉동능력 Q_c 는 계산치가 크게 나타나 결국 EER에 있어서 계산치가 실험치 보다 4.8% 큰 값을 보였다.

Fig. 5는 ARI 조건 60Hz에서 ζ 의 변화에 따른 공

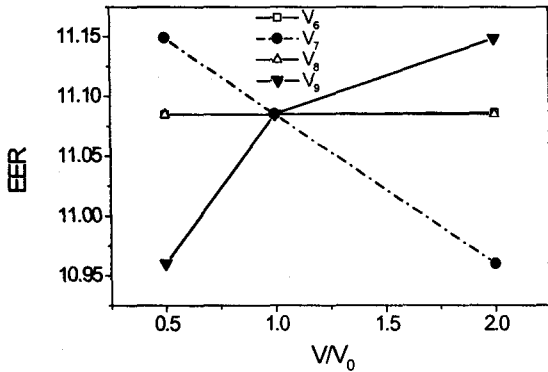


Fig. 7 Effects of inner chamber volumes on EER

간 6의 가스 맥동 변화를 나타내고 있다. $\zeta = 0.1$ 에서 실험결과와 잘 일치함을 보인다. Fig. 6은 압축기 운전속도에 따른 공간 6에서의 가스 맥동에 대한 계산치와 실험치를 비교하여 나타낸다. 90Hz에서 가장 큰 가스 맥동을 갖는 것으로 나타났으며, 그 크기는 ± 4 kpa이다.

Fig. 7은 각 공간의 크기가 EER에 미치는 영향을 보이고 있다. 각 공간의 기준 체적보다 0.5, 2배로 변화시켜 이론 해석을 하였다. 공간 7은 체적이 작을수록, 공간 9는 체적이 클수록 EER에 효과적인 것으로 나타났으며, 공간 6과 8의 크기는 EER에 미치는 영향이 거의 없는 것으로 나타났다. 이러한 영향은 공간의 크기가 변할 때 토출 압력의 변화에 따른 가스압축손실의 변화에 기인한다.

5. 결론

고압식 횡형 가변속 스크롤 압축기의 가스 맥동에 대한 연구에 있어서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 30Hz-120Hz의 운전 영역에서 스크롤 압축기 성능 해석 계산과 압축기 열량계 실험 결과가 매우 잘 일치하였다.
- (2) 토출 가스가 압축기 셸 내부의 여러 분할 공간을 통과할 때 발생하는 가스 맥동의 변화에 대해 직렬 연결된 헬름홀츠 공명기 이론을 적용하여 예측하였고, 이를 압력 신호 측정을 통해 검증하였다.
- (3) 압축기 내부 공간 크기가 압축기 성능에 어느 정도 영향을 주는 것으로 나타났다.

참고문헌

- (1) Soedel, W., 1978, "Gas Pulsations in Compressor and Engine Manifolds", Purdue University Short Course Text.
- (2) Yanagisawa, T., et al, 1992, "Pressure Pulsation in Hermetic Casing of Refrigerating Rotary Compressor", Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf., pp. 743~750.
- (3) Liu, Z., et al, 1994, "Discharge Gas Pulsations in a Variable Speed Compressor", Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf., pp. 507~514.
- (4) Nieter, J., et al, 1998, "Internal Acoustics Modeling of a Rotary Compressor Discharge Manifold", Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf., pp. 531~536.
- (5) Ih, J. G., et al, 1998, "Measurement of the Acoustic Source Characteristics of the Intake Port in the Refrigerator Compressor", Proc. of Intern. Comp. Eng. Conf., pp. 561~564.
- (6) 김현진, 1996, "가변속용 스크롤 압축기의 성능해석 프로그램 개발", 인천대학교 연구보고서.