

밀폐형 스크롤 압축기의 유체소음 및 구조기인소음의 실험적 규명

이진갑*
(1999년 9월 15일 접수)

Experimental Identification of Fluid Noise and Structure-Borne Noise in Hermetic Scroll Compressor

Jin-Kab Lee

Key Words: Compressor(압축기), Noise Source(소음원), Fluid Noise(유체소음), Pressure Pulsation(압력맥동), Structure-Borne Noise(구조기인소음)

Abstract

Recently, a scroll compressor is widely used, because a scroll compressor features low noise, due to less pulsation of gas pressure, than that of the rotary compressor. The major source of noise in air-conditioner is a compressor. Therefore, noise reduction in a compressor is quite significant as an element technology in air-conditioner field. For a reduction of noise, the source of noise must be identified. This paper presents detailed analyzes for the major noise source (fluid-borne noise and structure-borne noise) causes in a scroll compressor, which will make possible a low noise and vibration design of a scroll compressor.

1. 서론

일반 가정용에 사용되는 에어컨은 압축기, 열교환기, 송풍기의 고성능화 및 냉동 사이클의 최적제어 등에 의해 에너지 저감, 쾌적성 향상 및 환경 대응의 기술발전이 비약적으로 이루어지고 있다. 쾌적한 공조를 실현하기 위한 기본적인 요건의 하나인 저소음화가 근래 중요한 과제로 대두되어 연구가 집중화되고 있다. 에어컨의 소음저감을 위해서는 소음의 대부분을 차지하고 있는 핵심부품인 압축기의 소음저감이 중요하다. 에어컨에 사용되는 압축기는 왕복동 압축기, 로터리 압축기에 이어 90년 이후 스크롤 압축기의 적용이 급속도로 확장되고 있다. 국내에서도 최근 LG 전자, 경원세기가 양산에 본격 돌입하고 있는 상황이다. 스크롤 압축기가 기존의 왕복동, 로터리

압축기를 대체하고 있는 이유는 압축부하의 토크 변동이 작고 밸브가 없어 진동, 소음에 유리할 뿐 아니라 효율이 높기 때문이다.⁽¹⁾ Fig. 1에 스크롤 압축기의 종단면도를 나타내었다. 모터부는 케이스에 삽입된 고정자(stator)와 크랭크축이 삽입된 회전자(rotor)로 구성되어 있으며, 크랭크축은 메인, 서브프레임의 저널베어링에 의해 양단 지지되어 있다.

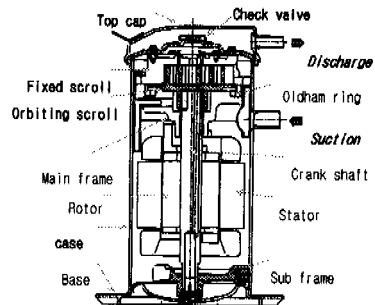


Fig. 1 Cross-sectional view of scroll compressor

* 회원, LG전자 홈어플라이언스 연구소

E-mail : jklee@lge.com

TEL : (0551)260-3824 FAX : (0551)260-3507

압축기구부는 고정스크롤, 선회스크롤 및 올담링(oldham ring)으로 구성되며, 고정스크롤의 토출포트(port) 상단에는 역회전방지를 위해 판(plate)형의 체크밸브가 설치되어 있다. 냉매가스는 흡입관에서 압축기구부로 흡입되어 압축되고, 압축된 가스는 토출포트에서 체크밸브를 통해 상부캡(top cap)의 공간으로 토출된다.

일반적인 압축기의 소음은 흡입/토출되는 냉매의 압력맥동과 냉매가스의 밀폐공간내부의 공간공명에 의한 유체 및 공간공명음, 내부 가진원이 압축기 구성부재를 공진시키거나 강체의 진동에 의한 구조기진음 및 모터로부터 발생하는 전자음으로 구성된다. 왕복동, 로터리 압축기 및 스크롤 압축기는 소음원이나 전달경로가 비슷하나, 압축방식과 구조가 다르기 때문에 저소음화를 위해서는 각 방식에 대한 상세한 소음원 규명이 필요하다. 로터리 압축기의 진동, 소음 저감에 대해서는 많은 연구가 진행되어온 반면, 스크롤 압축기의 진동과 소음에 대해서는 상대적으로 적고, 근래 국외에서 연구가 집중화되고 있으며, 국내에는 연구가 전무한 상황이다. Iwata 등⁽¹⁾은 공조기용 로터리 압축기와 스크롤 압축기의 진동과 소음에 대한 연구결과와 최근의 동향을 소개하고 있다. Shuji 등⁽²⁾은 토출가스 압력맥동이 스크롤 압축기의 주 소음원의 하나이며, 토출가스 압력파의 특성을 규명하여 토출실의 최적설계를 통해 소음을 저감하였다. Sano 등⁽³⁻⁵⁾은 소형 스크롤 압축기를 대상으로 압축기내 토출공간의 압력맥동과 공간공명에 기인한 소음,⁽³⁾ 부품의 공진에 의한 소음,⁽⁴⁾ 모터의 자기소음⁽⁵⁾순으로 소음의 발생원인과 저소음화의 방법에 대해 체계적이고 종합적인 연구를 하였다. 이 연구는 룸(room)에어컨에 사용되는 1마력급의 소형, 횡형 스크롤 압축기를 대상으로 한 것으로, 패키지(package)에어컨에 사용되는 중/대형, 입형 스크롤 압축기에 대한 소음원 및 전달경로에 대한 체계적인 연구는 전무한 상태이다.

본 논문은 패키지(package)에어컨에 사용되는 3마력급의 입형 스크롤 압축기를 대상으로 소음을 효과적으로 저감시키기 위한 소음원 규명에 대한 연구로 소음 발생원으로 중요하게 대두되는 토출부의 압력맥동에 의한 유체소음과 부재의 공진에 의한 구조기진소음을 중심으로 실험 및 해석으로 분석한다.

2. 스크롤 압축기의 소음 특성

본 연구에 사용된 스크롤 압축기는 Fig. 1에 표시된 3마력(Hp)급으로 직경 146mm, 높이는 약 400mm 이며 60Hz로 구동되고 냉매는 R22를 사용한다. 스크롤 압축기의 시험조건은 ARI규격으로 하였으며, 소음측정은 반무향실에서 ISO 3744 규격에 의한 sound power로 측정하였다. 측정된 소음 스펙트럼은 Fig. 2와 같다. 0.5kHz에서 4.5kHz까지의 광대역의 소음특성을 보이며, 0.8kHz, 1.6k~2kHz, 3kHz 대역에 주 피크가 존재함을 알 수 있다. 스크롤 압축기에서 방사되는 소음의 위치와 주파수의 방향으로부터 내부에 조립된 부재의 소음기여도를 조사하기 위해 소음 인텐시티를 측정하였다. 압축기로부터 10cm 떨어진 지점에 145개의 원통형 가상격자를 만들고, sound intensity probe (B&K3520)로 측정하여 LMS CADA-X를 이용하여 분석하였다. Fig. 3은 압축기 각 영역별로 방사되는 소음의 최대주파수를 1/3옥타브 밴드로 보여준 것이다. 800Hz밴드의 소음은 압축부 및 모터, 1.6kHz는 압축부, 2kHz는 모터, 2.5kHz는 상부캡에서 주로 소음이 발생함을 알 수 있다.

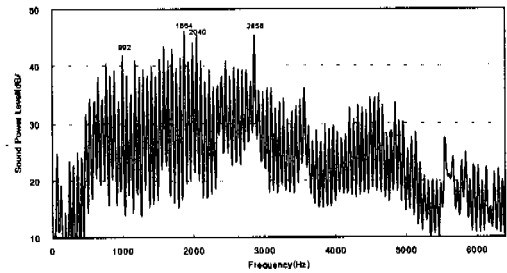


Fig. 2 Typical noise spectrum

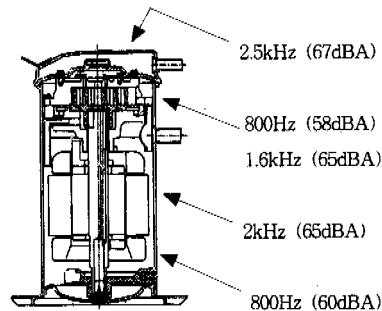


Fig. 3 Sound Intensity at each part

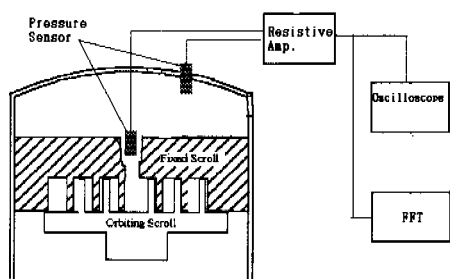


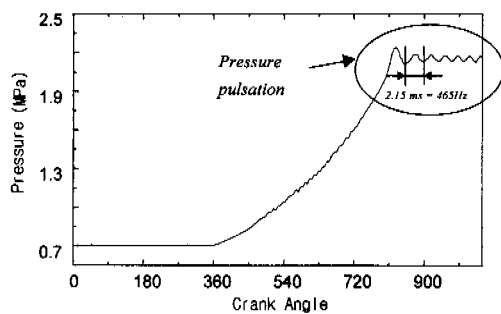
Fig. 4 Test set-up for pressure pulsation

3. 측정 및 분석

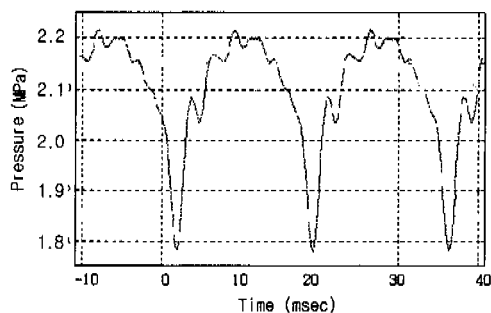
스크롤 압축기는 로터리 압축기와는 달리 상부 캡(top cap)의 하부에 압축부가 위치되어, 토출된 가스가 상부캡 및 케이스(case)를 직,간접으로 가진시켜 소음이 방사되는 구조로 되어 있다. 또한, 압축기 내부에는 압축실과 토출공간의 가스 압력 맥동, 토출공간의 공명특성 및 부재의 동적특성이 서로 상호적으로 작용하여 주된 소음으로 나타날 수 있다. 본 장에서는 토출 압력맥동, 토출공간의 공명특성 및 상부캡, 케이스의 동특성과 소음과의 상호관계를 실험적으로 규명한다.

3.1 압축실과 토출공간의 가스 압력맥동

Fig. 4는 압축실과 토출공간의 가스 압력맥동을 측정하기 위한 장치를 보인 것으로, 토출순간의 압축실의 가스 압력맥동을 측정하기 위해 고정스크롤 흡입포트와 토출포트 근방에 압력센서(Kisler 4073)를 설치하였고, 토출공간의 가스 압력맥동은 상부캡(top cap)에 압력센서(Kisler 4073)를 설치하였다. Fig. 5(a)는 흡입에서부터 토출까지의 압축실의 압력선도, Fig. 5(b)는 토출공간의 압력맥동 신호를 시간축으로 나타낸 것이다. 압축실은 압축에 의해 약 0.7MPa~2.2MPa의 가스 압력변동이 발생한다. 토출포트 근방에는 저주파수(약 465Hz)의 압력맥동 성분을 볼 수 있다. 저주파수의 압력맥동 성분은 부족압축에 기인한 토출가스의 역류에 의한 것이 주원인이다. 로터리 압축기와는 달리 스크롤 압축기는 토출압력 파형에 고주파수 성분의 압력맥동이 나타나지 않는데, 이는 스크롤 압축기에 적용한 체크밸브가 토출포트에 고정된 리드(reed)형이 아니라 고정되지 않은 판(plate)형의 체크밸브를 적용하였기 때문이다.



(a) Discharge port



(b) Discharge space

Fig. 5 Pressure pulsation in discharge port and space

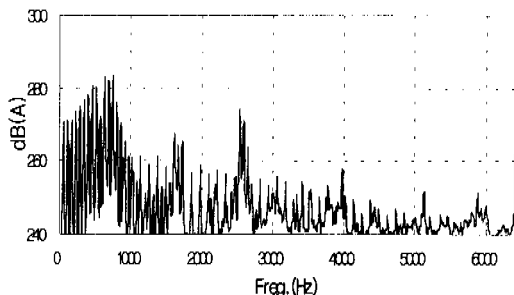


Fig. 6 Pressure pulsation in discharge space

Fig. 6은 토출공간의 압력맥동을 주파수축으로 보인 것이다. 토출공간의 가스압력맥동은 600Hz~800Hz에서 크게 나타나며, 1.6k~1.8kHz 및 2.4kHz~2.8kHz에 피크주파수가 나타난다. 토출포트의 압력맥동 주파수 465Hz는 800Hz 이하의 주파수에 실려있으나, 현저하게 나타나지 않는다.

3.2 토출공간의 공명특성

토출공간의 공명특성은 Fig. 7과 같이 공기중에 스피커로 토출공간을 가진시켜 나타나는 음향특성을 상부캡의 토출파이프를 중심으로 원주방향에 4개의 마이크로폰으로 계측하였다. 토출공간의 공명주파수 및 음향모드를 이론적으로 규명하기 위한 음향해석은 3차원 음향해석 패키지인 SYSNOISE를 사용하였다. 실제 냉매 R22로 공기와 음향속도가 다르기 때문에 보정을 하였다. Fig. 8에 공명주파수의 측정결과와 SYSNOISE로 계산한 모드형상을 나타내었다. 팔호안은 냉매(R22)로 환산한 주파수로 735Hz에 반경방향 1차 단극자 모드, 1267Hz에 쌍극자 모드가 있음을 알 수 있다. Table 1에 토출공간의 공명주파수를 해석 및 실험결과와 비교하였으며 오차는 최대 6%로 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

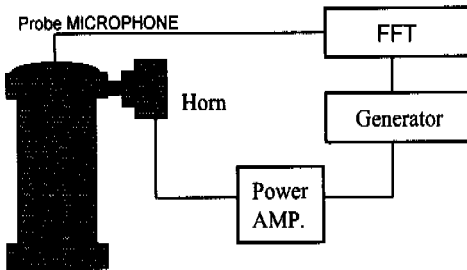


Fig. 7 Test set-up for discharge cavity resonance

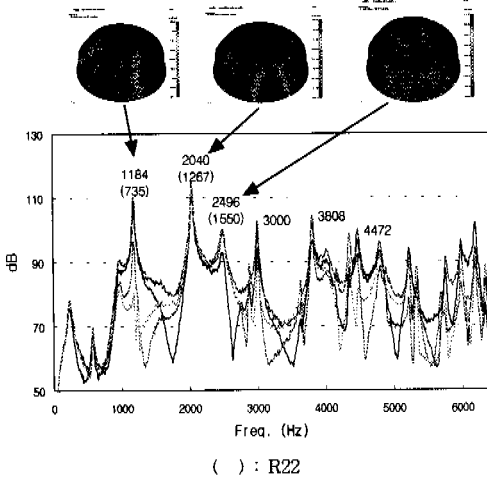


Fig. 8 Measured cavity resonance and mode shape

Fig. 6의 토출공간의 압력맥동 피크주파수와 Table 1에서 보인 공명주파수를 비교하면 압력맥동의 700Hz근방의 주파수는 토출공간의 공명주파수와 서로 만나 증폭되어 소음에 기여함을 알 수 있다.

3.3 케이스, 상부캡의 방사 소음

케이스, 상부캡의 진동은 흡입 및 토출공간의 가스력 압력맥동이나 자체의 공진에 의해 발생하는 주소음원의 하나이다. 실기상태에 상부캡 중앙과 케이스 중앙에 가속도센서 및 10cm위치에 마이크로폰을 위치시켜 각부의 진동과 소음의 주파수 상관관계를 규명하였고 Fig. 9에 그 결과를 보였다. 상부캡에서는 1.6kHz~1.9kHz, 2.7kHz~3.0kHz, 케이스에서는 800Hz~1.3kHz, 1.9kHz~2.3kHz 부근에 진동과 소음의 상관관계가 있음을 알 수 있다.

Table 1 Resonance frequencies in discharge space

Mode	Calculation[Hz]	Experiment[Hz]	Error(%)
1	700	735	5
2	1190	1267	6
3	1490	1550	3.8

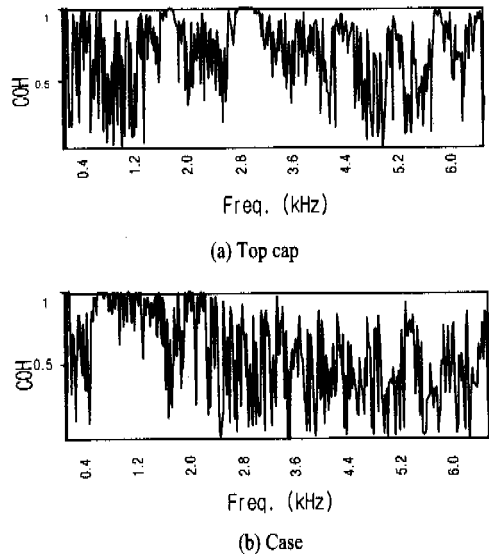


Fig. 9 Coherence of vibration and noise at top cap and case

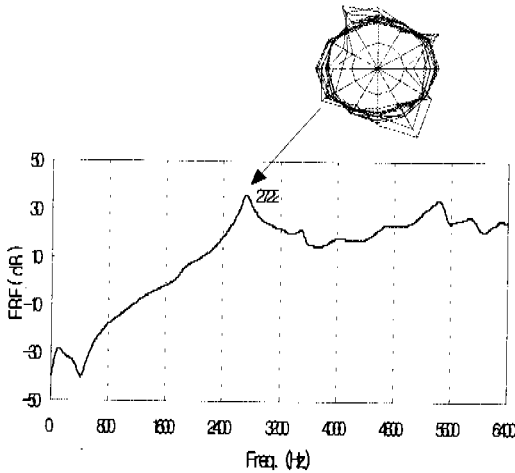


Fig. 10 FRF of top cap

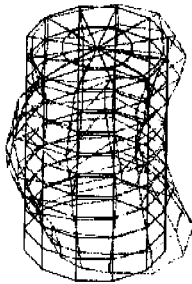
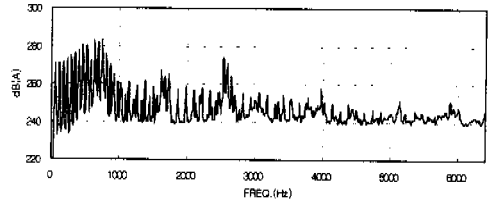


Fig. 11 Mode shape at case (2004Hz)

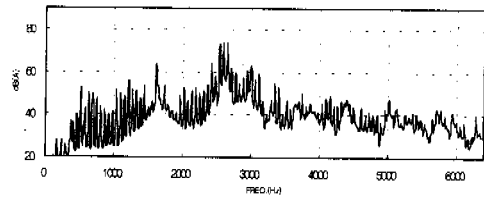
압축기 상부캡, 케이스의 동특성과 소음의 상관관계를 규명하기 위해 임팩트 햄머(Impact hammer)로 압축기를 가진하여 주파수응답함수(FRF) 및 압축기 전체의 모드를 CADA-PC를 이용하여 구하였다. 상부캡의 1차 공진주파수는 2722Hz, 케이스의 주된 모드는 1.7kHz 이상에서 나타난다. Fig. 10에 상부캡의 주파수응답특성과 원주방향의 1차 모드형상을 보이고 있다. Fig. 11에는 케이스의 2004Hz에서의 굽힘모드 형상을 보여주고 있다. 관심주파수인 1.6kHz~2kHz 대역의 소음은 대부분이 케이스의 진동에 기인하고, 2.7kHz 대역은 상부캡의 진동에 기인한 것을 알 수 있다. 상부캡에서의 동특성을 해석적으로 규명하기 위해 구조해석 패키지인 ANSYS를 이용하여 해석한 결과를 실험의 결과와 Table 2에 비교하였다.

Table 2 Comparison of resonance in top cap

Mode	Calculation[Hz]	Experiment[Hz]	Error(%)
1	2946	2722	7.6
2	3946	3548	10



(a) Pressure pulsation



(b) Noise

Fig. 12 Spectrums of pressure pulsation, noise at top cap

상부캡에서는 1차 공진주파수는 약 7.6%의 오차를 갖고 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 상부캡의 가진원을 규명하기 위해 토출공간의 가스압력맥동과 상부캡 표면의 10cm 떨어진 지점의 소음을 측정하여 Fig. 12에 나타내었다. 상부캡의 공진주파수는 2.7kHz 부근인데 이 주파수는 2.5kHz~2.7kHz의 맥동주파수와 서로 일치하여 높은 레벨의 소음이 발생한다. 2장의 Fig. 3에서 보듯이 소음방사의 큰 부분이 상부캡에서 나타나는데, 이 부분에는 토출부가 위치되어 있어 토출가스 압력맥동이 상부캡을 가진시켜 소음으로 나타난다.

3.4 구성 부재의 충돌에 의한 소음

Fig. 13은 케이스 표면과 30cm 거리에서 측정된 진동가속도와 소음을 시간영역으로 나타내었다. 한 회전당 전형적인 충돌(impact)양상의 진동가속도 피크를 볼 수 있고, 동일시점에 소음의 피크가 나타난다. 충돌현상을 규명하기 위해 Fig. 14와 같은 실험장치를 구성하였다.

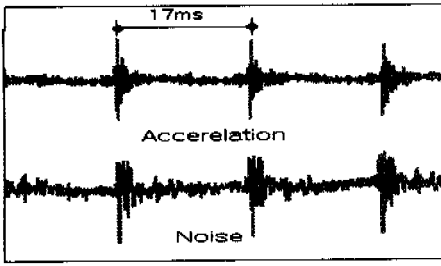


Fig. 13 Measured accelerometer and microphone time domain response

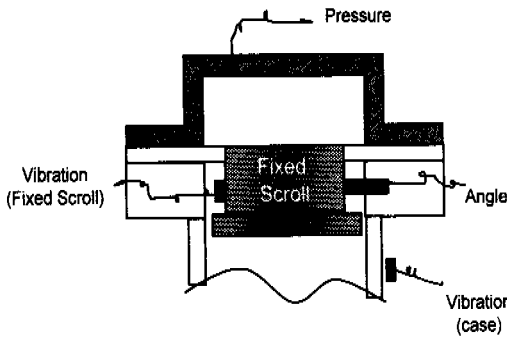


Fig. 14 Experimental apparatus for identification of impact force

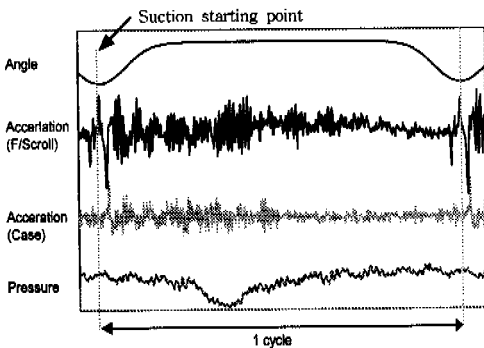


Fig. 15 Relation between angle and acceleration at fixed scroll and case

고정스크롤의 흡입포트에 변위센서를 설치하여 선회각도별로 고정스크롤의 측면, 케이스 용접부의 진동과 토출공간의 압력을 측정 한 결과는

Fig. 15와 같다. 내부부재의 충돌 발생인자는 선회스크롤과 고정스크롤의 랩(wrap)의 충돌, 올덤링(oldham ring)의 왕복운동에 의한 거동, 체크밸브의 충돌이 있다. 올덤링의 경우 왕복운동에 의해 한 회전당 2번 이상의 동일 크기의 피크가 발생하여야 하고, 체크밸브의 거동은 밸브 리테이너 상부공간에서 자유로이 움직이므로 주기적인 충격이 발생하기 어렵다. 결국, 흡입개시 순간에 선회스크롤이 선회운동을 하여 고정스크롤의 랩(wrap)과 충돌하여 피크가 발생하고, 이 충격력이 압축기를 가진시켜 소음으로 방사되는 결과를 알 수 있다. 주파수로 변환하면 약 2kHz의 대역에 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

3.5 기타 소음

가스 압력맥동과 부재공진 및 충돌에 의한 소음 이외의 소음원으로는 모터에서 발생되는 전자기적 소음, 베어링 및 랩(wrap)에서의 섭동음 등이 있을 수 있다. 고정자(stator)와 회전자(rotor) 사이의 공간에서 발생하는 주기적인 힘에 의한 전자기적 소음 주파수는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$f_m = \frac{R}{P} n \pm A f$$

(f_m : 주파수, R: 회전자 슬롯(slot)수, n: 축속도, P: 폴(pole)수, f: 구동주파수, A: 0, ±2, ±4, ±6,..)

스크롤 압축기에 장착된 전동기는 단상유도전동기로 회전자의 슬롯(slot)수는 33개이다. 부하시 구동 주파수는 58Hz~59Hz인데 58Hz의 경우 전자기적 1차주파수는 1914Hz를 기준으로 1794Hz, 2034Hz에 나타나게 되나, 실기시 회전수가 미소하게 변함에 따라 이 주파수도 변화하게 된다. 고정자와 회전자의 동특성을 파악하기 위해 고정자는 free-free 상태에서, 회전자는 크랭크축과 조립상태에서 임팩트해머로 가진하여 FRF를 측정하였다. 고정자는 1차 2.5kHz, 회전자는 968Hz, 1784Hz에 공진주파수가 있음을 알 수 있다. 실기상태의 소음스펙트럼에서는 1750Hz~1980Hz근방에 소음의 피크가 밀집되어 있는데, 모터의 전자기적 가진력 및 케이스, 회전자의 동특성이 직간접으로 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

4. 고 찰

소음원을 규명하기 위한 실험과 해석의 결과로부터 Fig. 2의 스크롤 압축기의 주요 피크주파수의 소음원은 다음과 같다. 700Hz~1kHz는 토출가스의 압력맥동, 토출공간의 공명 및 회전자의 공진에 의한 소음, 1.6kHz~2.3kHz는 모터의 전자기적 소음 및 스크롤 랩의 충돌에 의한 소음, 2.7kHz~2.9kHz는 상부캡의 공진에 의한 소음이다. 이들 소음원의 주요전달경로는 내부 가진원인 토출가스 압력맥동이 상부캡을 가진하여 발생되는 소음, 선회스크롤과 고정스크롤의 랩(wrap)이 충돌하여 케이스에 압입된 메인프레임을 통해 케이스를 가진시켜 발생되는 소음 및 모터의 전자기적 가진력이 케이스를 가진하여 발생되는 소음으로 이들 내부 가진원이 복합적으로 케이스를 가진하여 소음으로 나타난다.

5. 결 론

스크롤 압축기의 주요 소음원인 토출부의 압력맥동에 의한 유체소음과 부재의 공진에 의한 구조기인소음을 중심으로 관심주파수의 소음원을 규명하기 위해 실험과 해석을 통해 분석한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 스크롤 압축기의 소음을 발생시키는 주 가진원은 일정한 유동에 의한 소음이나 기계적 마찰에 의한 정상상태의 소음보다는 가스맥동이나 기계적 충돌에 의한 비정상소음(event-based noise)이 지배적이다.

(2) 토출부의 냉매가스에 의한 토출공간의 압력맥동주파수는 800Hz 이하, 1.6kHz~1.8kHz, 2.4kHz~2.7kHz 근방에 있으며, 토출공간의 공명주파수는 700Hz, 1.2kHz, 1.5kHz 근방으로 공명주파수 700Hz이외에는 소음에 큰 영향을 미치지 않는다.

(3) 구조기인소음은 1.6kHz~2kHz, 2.7kHz 대역에 발생하며, 1.6kHz~2kHz 대역의 소음은 흡입개시 순간의 스크롤 랩(wrap)의 충돌과 모터의 전자기력의 가진원이 케이스를 가진시켜 고 레벨의 소음이 발생된다.

2.7kHz 근방의 소음주파수는 상부캡의 2.7kHz의 공진주파수로, 토출공간의 가스 압력맥동에 의해 가진되어 고 레벨의 소음을 야기시킨다.

(5) 시간영역에서 보이는 충돌피크의 파형은 흡입개시 순간의 스크롤 랩(wrap)의 충돌에 의한 것으로 조립에 의한 영향이 크며 소음산포에 직접적인 영향을 미칠 수 있다.

향후, 내부부재의 동특성의 소음의 영향을 정밀 분석하여 본 연구의 소음원 규명에 나타난 과제를 바탕으로 저소음화를 할 계획이다.

참고문헌

- (1) Iwata, H., Nakamura, M. and Matsusita, O., Sutou, M., 1990, "Vibration and Noise reduction of Compressors for Air-Conditioner," *Trans. of the JSRAE*, Vol. 7, No. 2, pp. 1~13.
- (2) Motegi, S., Nakashima, S., 1996, "A Study on Noise Reduction in a Scroll Compressor," *Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue*, pp. 605~610.
- (3) Sano, K., Kawahara, S. and Akazawa, T., Ishii, N., 1997, "Experiment Study for Reduction of Noise and Vibrations in Hermetic Compressor(1st Report: Reduction of Noise caused by Resonance of each Scroll Compressor Element," *Trans. of the JSRAE*, Vol. 14, No. 2, pp. 125~136.
- (4) Sano, K., Kawahara, S. and Akazawa, T., Ishii, N., 1997, "Experiment Study for Reduction of Noise and Vibrations in Hermetic Compressor(2nd Report: Noise due to Cavity Resonance in various Compressor Spaces)," *Trans. of the JSRAE*, Vol. 14, No. 2, pp. 137~148.
- (5) Sano, K., Kawahara, S. and Akazawa, T., Ishii, N., 1997, "Experiment Study for Reduction of Noise and Vibrations in Hermetic Compressor(3rd Report: Electro-magnetic Noise for Inverter Driven Compressors)," *Trans. of the JSRAE*, Vol. 14, No. 2, pp. 149~158.