

공조용 압축기의 Cavity Resonance의 측정 및 저감에 관한 연구

A Study on Measurement and Reduction of Cavity Resonance Based on the Internal Acoustic Modeling of Compressor

안 병 하

B. H. Ahn

Key Words : Acoustic Mode(음향모드), Cavity Resonance(공명), Compressor(압축기), Shell(셸), Cavity(공간), Sound Pressure(음압), Node(노드), Harmonics(주기), Pressure(압력), Velocity(속도), Discharge(토출), Suction(흡입), FEM, Modeling, Pressure Pulsatin(압력맥동)

Abstract : Pressure pulsation inside the discharge and suction cavity of rotary and scroll compressor are often a major source of objectionable noise and vibration. The key factor of these noise and vibration is due to the cavity resonance. It is not only necessary to understanding the characteristics of pulsation in order to reduce the excitation force of gas to the cavity but also to verifying the phenomena of cavity resonance. For the purpose of these understandings, measurement and simulation of cavity resonance can lead to a better understanding of how they occur and be very important to identify the ways to reduce the noise efficiently. In this paper, modeling of the cavity(internal acoustics inside the shell) is discussed and simulated using FEM. Results from the simulation are compared with those measurement in experiments. In describing of cavity mode by experiments, it is very important to specify the exact conditions under which they are measured. Finally, this paper shows the one example of reduced cavity resonance in the compressor.

1. 서 론

공조용 압축기의 종류는 흡입과 토출 방식의 차이에 따라서 고압식과 저압식으로 대별되고, 그 차이점은 셸을 어떻게 사용하느냐에 따라 구분된다. 고압식은 흡입포트가 셸과 연결되어 있어서 냉매가 흡입파이프를 통하여 바로 압축 기구부로 연결이 되고 압축이 된 가스는 셸 내부를 경유하여 셸과 연결이 되어 있는 토출 파이프를 통하여 토출이 되는 경우를 이야기하는데 로타리형 압축기는 대부분 고압식에 포함이 된다. 저압식은 흡입 파이프가 셸과 연결이 되어 있어서 셸 내부의 공간을 경유하여 압축 기구부로 흡입되고 압축된 냉매는 바로 토출 파이프를 통하여 배출된다. 이러한 저압 방식은 스크롤 압축기에서 많이 사용되고 있다. 압축기의 방식에 관계없이 냉매를 압축하고 토출하는 과정에서 셸과 부속품으로 구성된 공간(Cavity)를 거치게 된다.

이런 경우, 압축기의 외부로 방사되는 소음은 냉매가 모터의 회전력에 의해서 흡입된 후, 압축이 진행되어 과압축이 일어나는 과정에서 냉매는 압력 맥동 성분을 갖게 된다. 따라서 압력 맥동 성분의 크기가 압축기의 소음의 크기와도 비례한다. 이러한 과정에서 압력 맥동 성분을 가지고 있는 냉매가 평균 유속을 갖고, Cavity를 통과하면서 Cavity 공진 주파수를 발생시키게 된다. 이러한 Cavity 공진 주파수는 공간의 기하학적인 형상과 내부의 충전 물질에 의해서 해당 주파수가 결정이 된다. 따라서 상당히 제어하기가 어려운 소음으로 대두된다. 이러한 현상은 관악기를 입으로 바람을 불어 공명현상을 일으켜서 소리를 발생하는 것과 같은 현상이다. 압력 맥동 소음을 줄이기 위해서 이 성분의 소음을 저감시키는 머플러나 레조네이터를 설치한다. 그러나 머플러나 레조네이터도 유한한 공간을 가지고 있으므로 크기에 따라서 제어 할 수 있는 소음 레벨의 크기와 주파수 범위의 차이도 있고, 기본적으로 셸의 치수보다 이들의 치수가 작으므로 Cavity 공진 주파수보다 높은 범위에 목표 주파수

접수일 : 1999년 6월 14일
안병하 : LG전자(주) Home Appliance Lab. (Div.)

가 위치할 수밖에 없다.

먼저 압축기의 어느 부분에서 Cavity 공진 주파수가 지배적으로 발생하고, 다 채널 신호 분석을 통해서 압력, 소음, 진동특성이 압축기의 운전 시 Cavity 공진에 어떻게 영향을 미치는가에 대해서 주파수 비교법을 도입하여 간접적으로 공명주파수의 존재와 그 영향도의 평가를 *K.Sano*¹⁾가 발표하였고, *H.Iwata*²⁾는 저압식 스크롤 압축기에 있어서 소음 진동 특성을 실험과 아울러 수치해석을 통해서 Cavity 공진 특성에 대해서 고찰하고 있다. 압축기의 소음원과 공조기에서 발생하는 Cavity 공진 주파수를 포함한 전반적인 공조기기의 소음에 대해서는 *Ishii*³⁻⁷⁾등이 발표하였는데 공명주파수에 대한 실험 검증은 FEM을 이용하여 간접적으로 증명하였고, *Ahn*^{8,9)}등이 로타리와 스크롤압축기에서 압력 맥동에 기인한 유체력이 발생시킬 수 있는 여러 가지 소음과 효율에 대해서 논하고 있으며, *Jeff.J.N*¹⁰⁾이 해석적인 방법을 통하여 로타리 압축기에서의 공명모드와 주파수에 대해서 논하고, 특히 JIG장치를 이용하여 머플러 내부에서 발생할 수도 있는 공진 주파수에 대한 특성도 고찰되었다. 그러나 Cavity 공진에 대하여 구체적인 공명 주파수를 확인 할 수 있는 방법이나 측정법에 대해서 언급이 없으며, 쉘의 공진 주파수의 존재에 대하여 Cavity 공진 해석을 통하여 그 존재를 설명하고 있다.

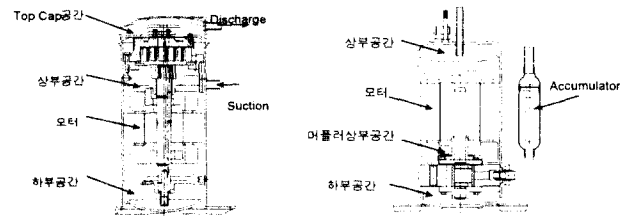
본 논문에서는 로타리 압축기와 스크롤 압축기를 대상으로 Cavity 공진에 대한 해석을 통해서 그 특성을 파악하고, 이를 실험을 통하여 검증한 후 실험의 유효성에 대해서 논하고, Cavity에서 발생하는 음향 특성의 고찰을 통해서 모드를 분석하고 모드에 가장 영향이 적으면서 모드의 효과를 최소화시킬 수 있는 냉매 토출 구조를 제시한다

2. 압축기의 Cavity

Fig. 1의 (a)는 로타리 압축기의 단면을 (b)는 스크롤 압축기의 단면을 나타낸다. (a)의 로타리 압축기는 고압 쉘을 채용하고 있고, (b)의 스크롤은 저압 쉘로서 구성이 되어 있다. Fig. 1 (a)의 로타리 압축기의 경우에는 냉매가 Accumulator 내부의 공간을 거쳐서 흡입 관을 통하여 실린더 내부로 유입이 되어서 압축이 되고, 압축된 냉매는 토출구를 거쳐서 머플러의 내부로 토출이 되고 머플러에서 압력 맥동 성분을 어느 정도 제거한 다음 머플러 상

부 공간으로 토출 된다. 이때 실린더 하부에 위치하고 있는 하부공간에는 oil이 차 있으므로 모터의 고정자와 회전자 사이의 공극과 고정자와 쉘의 틈새를 통하여 상부 공간으로 흘러가고 상부공간에서 토출 파이프를 통하여 압축기의 외부로 빠져나간다. 이때 냉매가 만나면서 공진음을 발생시킬 수 있는 공간은 Accumulator, 머플러 상부 공간, 압축기 상부공간으로 생각할 수 있다.

Fig. 1 (b)의 스크롤 압축기의 경우에는 Suction Port를 통하여 들어온 냉매는 쉘 내부의 상부공간과 모터의 공극과 틈새를 통하여 하부공간으로 흡입된다. 하부 공간은 oil이 반 정도는 차 있는 경우가 많으며, 상 하부 공간으로부터 스크롤 압축부로 들어가서 압축이 되고 과압축 과정을 거치면서 Top cap cavity를 통하여 압축기의 외부로 연결된 토출 파이프로 나가게 된다. Fig. 1의 (a)와 같은 스크롤 압축기에서 Cavity 공진음을 발생시킬 수 있는 공간은 상,하부 Cavity와 Top cap cavity라고 할 수 있다.



(a) Rotary compressor (b) Scroll compressor

Fig. 1 Section of scroll and rotary compressor

3. Cavity resonance frequency and mode

3.1 Linear Acoustic

냉매를 흡입, 압축과 토출하는 과정에서 압력 맥동이 발생이 되고 이로 인해서 소음이 발생 되어서 방사되게 된다. 이때 발생하는 압력 맥동 성분은 평균 압력에 비해서는 작지만, 전체적인 냉매 가스 압력의 변동은 Steady state term과 1'st order 변동 성분으로 구성된 선형적인 식으로 표시될 수 있다. 위의 가정을 고려해서 mass, momentum, 에너지 보존 방정식의 선형화가 가능하고, 압력과 밀도에 대한 상태 방정식을 선형화 하면 식(1)과 같다.

$$\frac{\partial p^2}{\partial t^2} = c^2 \nabla^2 p \quad (1)$$

식(1)을 Wave equation으로 부른다. 압축기의 모든 공간들은 실린더 모양의 기하학적 형상으로 대개 구성되어 있다. 따라서 식(1)을 실린더좌표로 변환하여 표시하면 식(2)와 같이 된다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 p}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2)$$

여기서, r, ϕ, z 는 실린더 좌표의 주축을 나타내고 c 는 냉매 가스 분위기에서의 음속을 나타낸다. 식(2)를 풀어서 $P(r, z, \phi, t) = R(r)Z(z)\Phi(\phi)T(t)$ 의 형태로 해를 구하게 되면 식(3)과 같이 된다.

$$P(r, z, \phi, t) = \sum_{mn} P_{mn} J_m(k_{mn}r)Z(k_z z)\Phi(m\phi)e^{j\omega t} \quad (3)$$

위의 식은 k_{mn} 의 값을 중심으로 실린더좌표를 이용한 Wave equation의 해이다. 이 해의 의미는 wave의 전파와 음압에 의해서 발생하는 고저를 이용한 mode를 나타낸다. 이 계산 결과를 나타낸 것이 Fig. 2이다. 점선은 노드라인을 나타낸다. 이러한 모드의 주파수 계산은 입자 속도의 반경방향의 속도가 쉘의 벽면의 경계에서 0이되는 경우의 해를 구하면 간단히 구할 수 있다. R22냉매가 있는 지름이 100mm 높이가 40mm인 Cavity 공진에 대하여 3차원 해석을 한 결과가 Fig. 3이다. Fig. 2는 실린더 단면을 잘라서 2차원적인 해석으로부터 구한 해이다. 지배적인 모드는 반경 방향 성분과 회전 방향의 성분으로 대별되어 모드가 발생하고 있음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 3의 상변 3개의 모드의 형상 즉 $n=0, m=1, 2, 3$ 인 경우에는 Fig. 2의 상변의 3개의 모드와는 일치하는 형상을 보여 준다. 그리고 $n=1, m=1$ 인 경우도 같은 결과를 보여 준다. 그러나, Fig. 3의 하변 중앙은 3차원 Cavity 공진 해석 결과에서 나타나는 길이 방향의 1차 모드이다. 3차원 해석의 경우에는 길이 방향의 모드가 추가되어 l, m, n 의 3개의 모드로 구성이 된다.

3.2 압축기의 주파수 특성

Fig. 4는 12000.BTU급의 로타리 압축기의 소음을 1/3 Octave주파수로 나타낸 것이고, Fig. 5는 49000.BTU급의 스크롤 압축기의 소음스펙트럼을 나타낸 것이다. 두 Fig. 4, 5 모두 종축은 소음의 크기를 dB로 나타낸 것이고, 횡축은 주파수를 나타낸 것이다. 로타리 압축기가 스크롤의 스펙트럼에

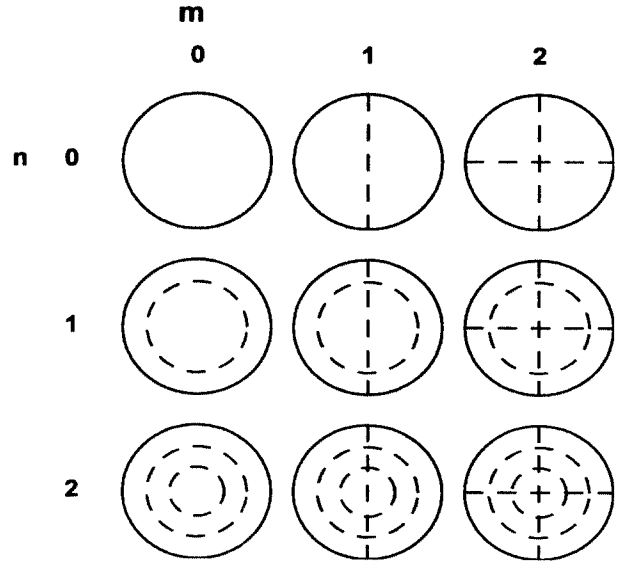


Fig. 2 Pressure nodal line across cylinder section

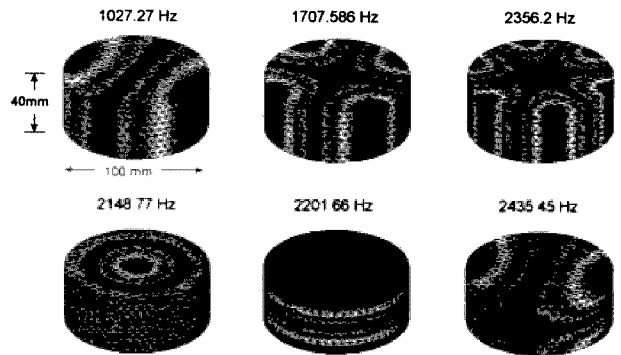


Fig. 3 Simulation results of cavity mode

비하여 스펙트럼의 고저가 차이가 나는데, 실질적으로 로타리 압축기의 압력 맥동이 스크롤에 비하여 4배 이상 큰 값을 갖는다. 이러한 결과는 바로 Cavity공명 주파수가 로타리 압축기의 경우가 스크롤 압축기 보다 지배적일 수 있다는 가능성을 제시하여 준다. 로타리 압축기의 경우 Fig. 4에서 보여주는 바와 같이 800Hz와 4000Hz에서 다른 주파수 성분보다도 상당히 높은 크기를 갖고 있음을 알 수 있다. Fig. 5의 스크롤은 1000Hz를 중심으로 주파수 스펙트럼이 전개되어 있음을 알 수 있다. (참고: 로타리 쉘 내경 112mm, 스크롤 쉘 내경 179mm) 이에 대한 검토를 위하여 로타리 압축기의 상부 공간을 Fig. 6과 같이 모타의 공극부터 상부 공간과 토출 파이프를 포함하여 3차원 모델링을 한 후, 그 결과를 경계 조건을 대입하여 Sysnoise S/W를 이용하여 수치 해석하였다. 해석 결과를 바탕으로 계산한 주파수 응답함수를 표시한 것이

Fig. 7이다. Fig. 7의 밑의 그림은 횡축은 주파수를 종축은 음압을 나타낸다. Fig. 7의 윗 그림은 전달 함수에서 위상을 나타낸 것이다.

Cavity 공진 모드를 중심으로 Fig.6의 모델을 중심으로 수치 해석 결과인 Fig.8을 검토하면, Fig.2의 분류 방법으로 통일해서 $n=0, m=1$ 인 경우 864Hz, $n=0, m=2$ 인 경우가 1372Hz, $n=0, m=3$ 인 경우가

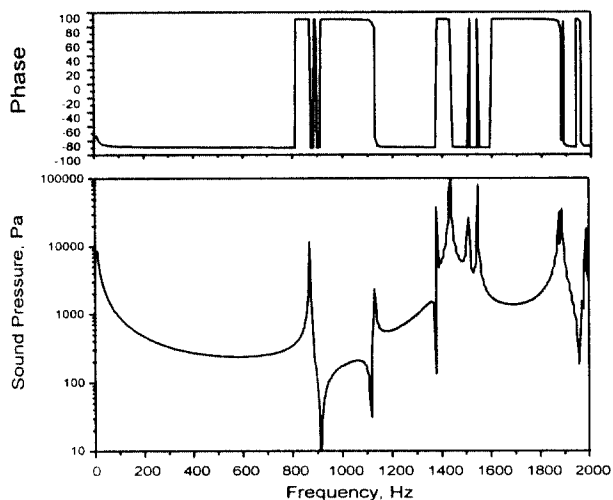


Fig. 7 Results of analysis of upper cavity of rotary compressor

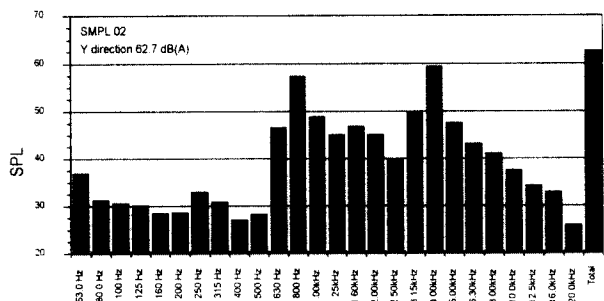


Fig. 4 Noise spectrum of rotary compressor

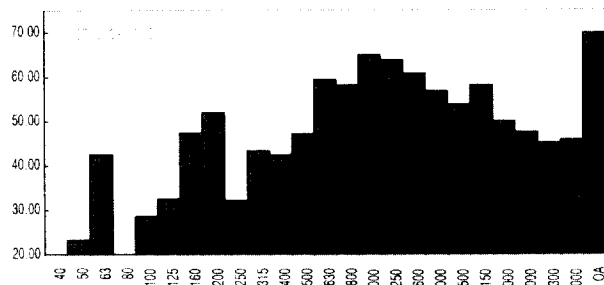


Fig. 5 Noise spectrum of scroll compressor

1962.Hz로 계산되었다. 수치 해석 결과만으로 고찰해보면 Fig. 4의 로타리 압축기의 스펙트럼에서 800Hz영역에서 높은 소음이 발생한 것은 Cavity공진에 의한 것으로 추정할 수 있다. 비교적 압축기의 복잡한 내부 구조에 비하여 단순한 Accumulator의 Cavity공진 주파수를 검토해보면, Accumulator는 반경 방향에 비하여 상당히 긴 실린더형상을 하고 있다. 따라서, Fig. 3의 밑 중앙의 그림과 같은 길이 방향이 음향 모드가 지배한다. 앞의 로타리 압축기의 상부에서 해석한 것과 똑 같은 냉매 조건에서 수치 해석하여 전달함수를 구한 후 모드로 나타낸 것이 Fig. 9이다. 해석 결과인 Fig. 9에서 나타난 바와 같이 길이 방향의 (0,0,1)모드가 530Hz, (0,0,2)모드가 793Hz, (0,0,3)모드가 1041Hz에서 Cavity공진 주파수로 계산되었다.

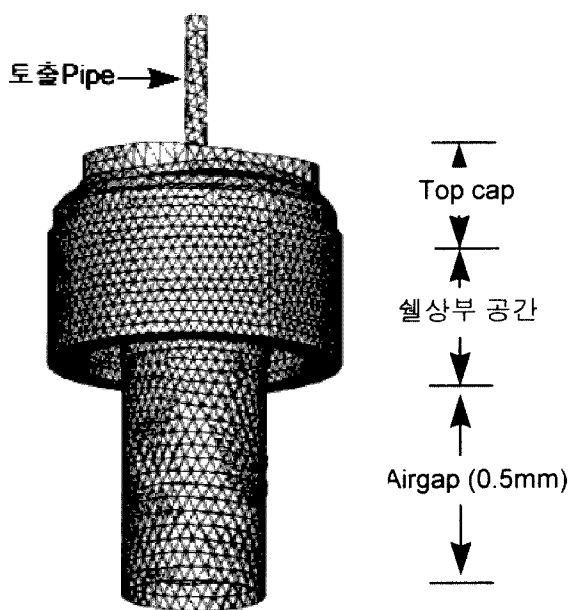


Fig. 6 Rotary compressor upper cavity modelling

4. Cavity Resonance의 실험적 검증

Cavity 공진 모드에 대한 해석은 이론과 거의 일치하는 결과를 얻었지만 이를 압축기에서 확인하기 위하여 실험을 통하여 검토하였다.

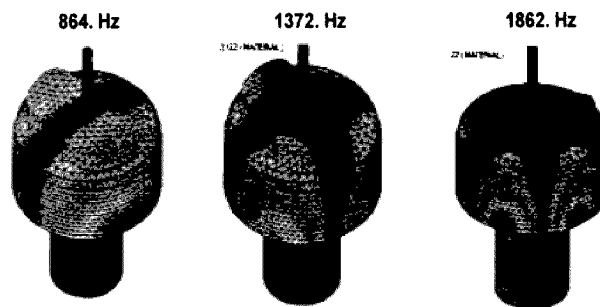


Fig. 8 Mode from analysis of upper cavity

530.3 Hz 793. Hz 1041. Hz



Fig. 9 Acoustic simulation results of accumulator of rotary compressor

실험은 실제로 제작된 압축기를 대상으로 실시하였고, 실험 방법은 모드가 음압 고저에 의해서 정적으로 분포된다는 원리에 입각해서 설정하였다. 실제로 압축기의 내부는 밀폐된 공간이므로 내부의 음압의 분포를 측정하는 것은 상당히 어렵다. 그리고, 가장 문제가 되는 것은 $n=0, m=1$ 의 제1모드의 주파수와 모드가 가장 큰 영향을 미치므로 이를 실험적으로 검증하는데 중점을 두었다.

이상의 가정을 근거로 해서 쉘의 원주방향으로 일정간격으로 12개의 작은 구멍을 동일한 높이에서 압축기의 Cavity의 높이 중앙부에 뚫고서, 두꺼운 알루미늄 테이프로 봉한 다음 스피커로 가진 할 수 있는 구멍을 가공하였다. 스피커를 통하여 백색 소음을 통하여 가진 하면서 각 원주 구멍의 음압을 주파수 별로 측정하여 로타리 압축기의 결과가 Fig. 10이다.

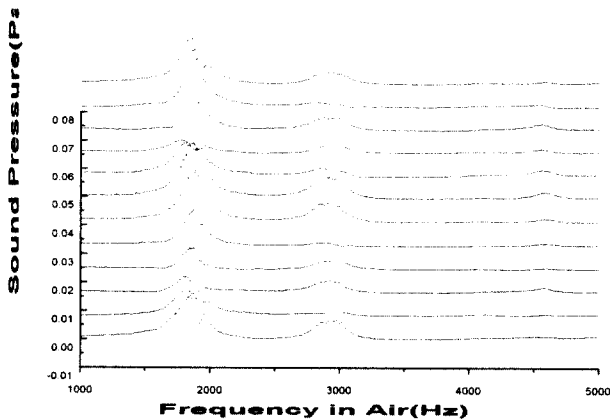


Fig. 10 Pressure distribution in circumference of rotary compressor upper cavity

음향 모드를 1st 모드를 중심으로 간단히 원주 방향의 음압의 구성을 고려한다면, 2군데의 측정점에서 상당히 낮은 레벨의 음압이 발생이 되는 주파수가 1차 모드일 가능성이 가장 높다. 이를 근거로 음압의 분포를 찾고 그 결과를 공기에서 R22냉매로 상사 시켜서 주파수를 계산하면, 로타리 압축기의

상부 공간의 Cavity 공진 주파수는 Fig. 11에서 보여 주는 바와 같이 $n=0, m=1$ 가 952Hz, $n=0, m=2$ 일 때가 1515Hz가 된다.

이 결과를 앞에서 해석한 결과와 비교해서 검토해 보면 실제로 앞에서 가정된 관점에서 본 음압 분포 실험은 $n=0$ 인 경우만 가능하므로 $n=1$ 이상의 모드의 존재에 대해서는 측정이 불가능하다. 따라서 해석상 $n=1,2,3...$ 등이 지배하는 모드의 측정은 무리가 있지만 $n=0$ 인 경우에 한해서는 매우 실험 결과와 해석 결과가 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 하부 공간이나 머플러 상부 공간에 대해서도 동일한 방법으로 실험을 실시한 결과 800Hz영역에서 발생하는 소음은 주 요인이 로타리 압축기의 Cavity에 의해서 발생하는 주파수임을 확인 할 수 있었다. 그러나 실험의 2차 모드가 음향해석의 3차 모드 주파수와 일치하는 점에 대해서는 해석상의 2차 모드는 측정시 주파수 분해능과 가진원의 음원의 세기 등의 실험상의 문제점과 냉매의 압력 조건, 밀도, 온도 등에 따른 물성치의 차이에서 기인한 것이라고 고려된다.

Accumulator는 앞에서 언급한 바와 같이 길이 방향의 모드가 지배적이라는 가정을 근거로 길이 방향의 Cavity공진 주파수를 찾기 위해서 길이 방향으로 동일 간격으로 구멍을 뚫고서 앞에서 쉘에 적용한 바와 같이 실험을 수행한 결과가 Fig. 12이다. 이 경우는 $n=0,1,2$ 이고 $m=0$ 인 경우에 해당된다. 해석 결과와 실험 결과를 비교하면, $m=0$ 에 대해서 $n=0$ 가 해석의 경우가 530Hz, 실험 결과가 494Hz, $n=1$ 인 경우가 해석이 793Hz, 실험이 660Hz로 나타났다. 그리고 음향 모드의 형태는 이론과 실험 결과가 아주 잘 일치하는 결과를 얻었다.

Fig. 13은 Fig. 1 (b)의 스크롤 압축기의 Top Cap Cavity를 대상으로 실험한 결과를 음압과 주파수와 원주 방향의 위치별로 나타낸 것이다. 이 실험도 공기를 대상으로 $n=0$ 에 대해서 $m=0,1$ 을 측정해

952. Hz 1515. Hz

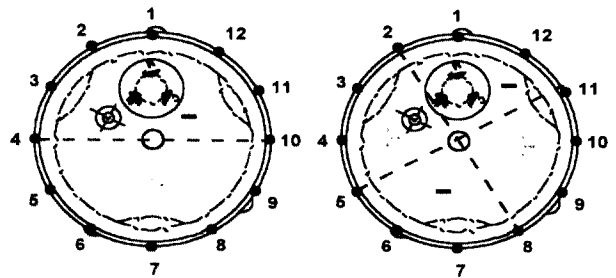


Fig. 11 Mode from experiment of rotary compressor upper cavity

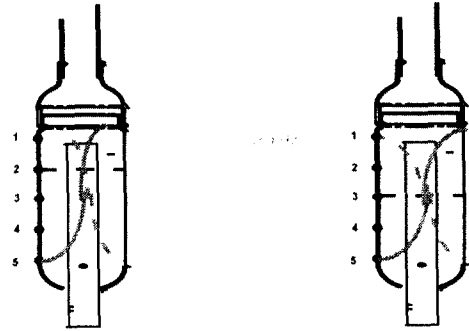


Fig. 12 Accumulator mode from experiment

보면 994Hz 와 1712Hz가 나온다. 이에 대해서 공기에서의 음속과 냉매(R22)에서의 음속을 비교하여 냉매분위기 속에서의 Cavity 공진 주파수를 계산하면, $m=0$ 일 경우가 512Hz, $m=1$ 일 경우가 881Hz로 계산이 된다. 이때의 Cavity 공진 모드 실험 결과를 표시한 것이 Fig. 14이다.

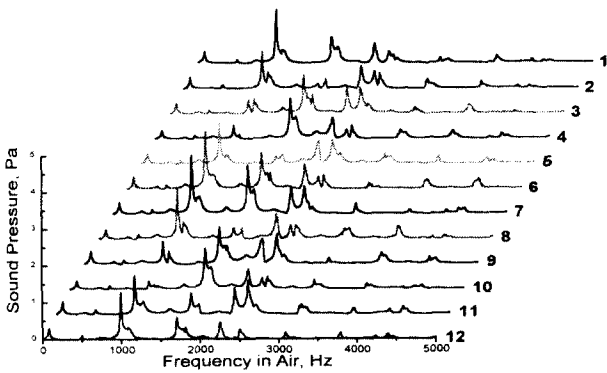


Fig. 13 Pressure distribution in circumference of scroll compressor top cap cavity

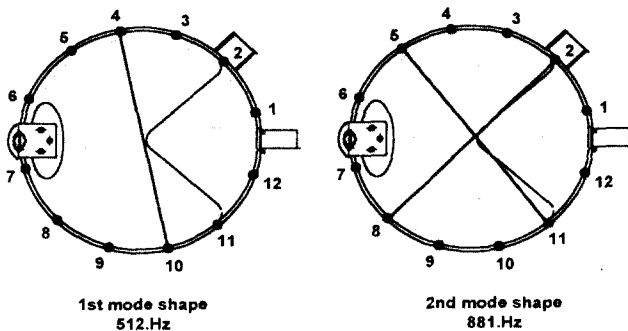


Fig. 14 Mode from experiment of scroll compressor top cap cavity

이 결과와 스크롤 압축기의 소음 스펙트럼(Fig. 5)와 비교하면 다른 주파수 영역의 소음에 비하여 두드러지지 않음을 알 수 있다. 이 결과로서 추정할 수 있는 것은 앞서서도 언급한 바와 같이 로타

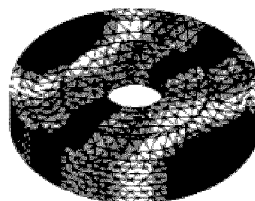
리 압축기의 압력 맥동이 스크롤 압축기의 압력 맥동에 비하여 현저히 크기 때문에 로타리 압축기의 경우가 Cavity공명에 따른 소음 문제가 스크롤 압축기보다도 더 심각하다는 것을 알 수 있다.

5. Cavity 공진 주파수의 제어

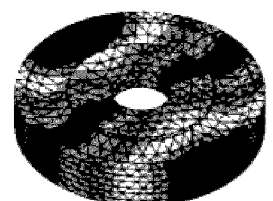
앞 절에서 언급한 바와 같이 Cavity 공진 주파수의 존재는 로타리 압축기에서는 매우 지배적인 소음 인자로 대두된다. 이 문제에 대해서 Fig. 1의 로타리 압축기에 대하여 냉매의 압력 맥동이 영향을 셀 쪽에 직접적으로 미치는 머플러 상부 Cavity를 대상으로 해석을 수행하였다. 그 이유는 압축된 냉매 가스가 실린더로부터 나와서 밸브부를 거치면서 머플러에서 압력 맥동 성분을 저감시키고 가장 먼저 셀과 만나는 부분이기 때문이다. 또 머플러의 토출구의 위치에 따라서 토출 가스의 성분을 어떤 성질로 가져 갈 것인가를 결정할 수 있다. 머플러는 기본적으로 압력 맥동에 기인한 유체 소음을 1차로 저감해서 냉매가스가 바로 셀로 토출되지 않도록 하는 역할을 가지고 있으며, 토출구의 위치, 크기, 숫자는 성능이나 소음의 중요한 인자로 선택이 된다. Fig. 15는 이 머플러에서 토출되는 냉매 가스가 머플러 상부 Cavity로 배출 될 때 속도 성분이 많은 경우를 가정으로 하여 해석한 결과이며, 왼쪽이 머플러로부터 머플러 상부 Cavity로의 배출구가 1개인 경우와 오른쪽은 2개인 경우를 해석한 것이다. 참고문헌 1, 2에 따르면 머플러에서 토출구가 서로 대각을 갖는 2개를 머플러에다 형성시켜 주면 Cavity 공진 주파수의 영향을 없앨 수 있다고 결론 짓고 있다. 하지만 이러한 결과를 바탕으로 실험한 결과 800Hz 영역의 소음을 저감 할 수가 없었다.

이를 개선하기 위하여 압력성분을 주로 가지고 있는 토출의 경우에 머플러의 토출구 위치에 따라서 복수개의 토출구를 가지고 있는 경우에 한해서

Velocity source



1 discharge port



2 discharge ports

Fig. 15 Cavity mode analysis by velocity source of rotary compressor

Cavity 공진 모드가 없애지는 것을 확인하였다. 그 해석 결과가 Fig. 16에서 나타내고 있는데, 왼쪽에 모드가 살아 있는 경우에는 머플러 토출구가 1개이면서 압력 성분이 주로 구성되어 토출되는 경우를, 왼쪽에 Cavity 공진 모드가 깨어진 경우는 압력 성분을 가지고 있으면서 복수개의 머플러 토출구를 가지고 있는 경우를 해석한 결과이다.

Pressure source

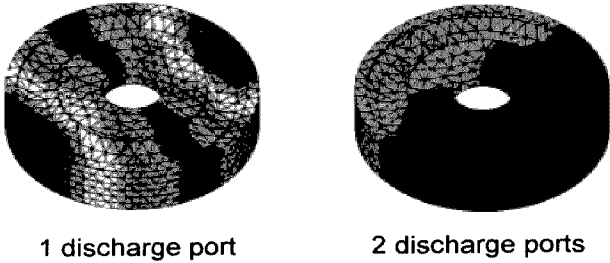


Fig. 16 Cavity mode analysis by pressure source of rotary compressor

이상의 해석을 근거로 머플러를 제작하여 압축기에 탑재하고 소음 실험을 한 경우가 Fig. 17의 스펙트럼이다. 여기에서 보여 주는 바와 같이 Fig. 4의 스펙트럼과 비교하면 800Hz 대역의 저감 특성을 바로 이해 할 수 있다. 800Hz 대역만 간단히 비교하면 Fig. 4에서 57dB(A)에 해당하던 음압의 크기가 약 47.0dB(A)정도로 10.0dB(A)이상이 저감이 되어 있는 것을 알 수 있다.

이와 같은 결과는 Cavity 공진 주파수를 알고 그 특성을 잘 분석하면 그 효과를 최대한 저감시킬 수 있는 가능성을 제시하고 있다. 따라서 어떻게 머플러의 토출구에서 압력 성분을 위주로 한 냉매 가스를 제공할 수 있도록 설계할 수 있는 능력이 요구된다.

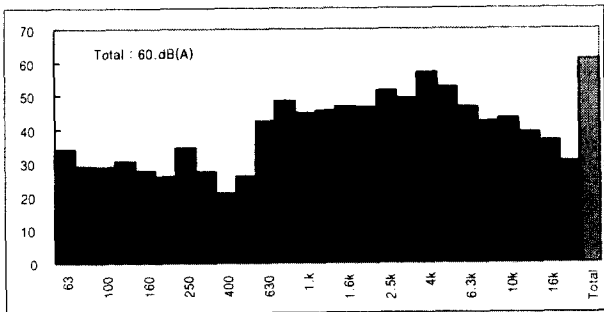


Fig. 17 Noise spectrum of rotary compressor with pressure source muffler

6. 결 론

지금까지 공조용 압축기에서 발생 될 수 있는 Cavity 공진음에 대해서 설명하고 수치 해석을 통한 결과와 실험을 통하여 그 타당성에 대해서 언급하였다. 이를 통하여 압축기의 소음 중에서 Cavity 공진 주파수의 존재를 확인 할 수 있었고, 이를 검증할 수 있는 실험법을 개발하고, 해석 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있었다. 여기서도 압력 맥동이 지배적인 쪽이 Cavity 소음도 지배적인 인자가 된다는 것도 확인 할 수 있었고, 아울러 Cavity 공진의 영향을 감소시킬수 있는 Cavity 해석 및 가진 특성 해석을 CFD와 음향 수치해석을 통하여 예측하고 그 해석의 중요성에 대해서도 실험적으로 검증해 보았으며, 실험 결과도 해석 결과와 같이 양호한 좋은 결과를 얻었다.

향후 Cavity공진 주파수의 존재에 대한 반경 방향의 모드의 측정을 밀폐된 공간에서 어떻게 측정할 것인가에 대한 부분의 연구와 아울러서 Cavity 공진을 억제하고 어떻게 제어하는 것이 가장 좋은 결과를 얻을 수 있는가에 대한 연구도 진행되어야겠다.

참고문헌

1. K. Sano and K. Mitsui, "Analysis of Hermetic rolling piston type compressor noise and counter Measurement", 1986 Int. Conf. At Purdue, pp. 242~250, 1986
2. H. Iwata. K. Sat and M. Hirabayashi, "Prediction of Noise From A Scroll Compressor", 1988 Int. Conf. At Purdue, pp. 977~986, 1988
3. Kiyoshi Sano et al., "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type 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, 1997
4. Kiyoshi Sano et al., "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor"(2st report : Noise due to cavity resonance in various compressor space), Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 2, pp. 137~148, 1997
5. Kiyoshi Sano et al., "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type

- compressor"(3st report :Electro-magntic noise for inverter driven compressor), Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 2, pp. 149~158, 1997
6. Kiyoshi Sano et al., "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor"(4st report :Compressor Vibration and their transfer control), Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 3, pp. 233~243, 1997
 7. Kiyoshi Sano, Norizaki Ishii, "Experimental study for noise and vibration in Hermetic type compressor"(5st report : Enclosure construction for compressor), Trans. Of the JSRAE, Vol. 14, No. 3, pp. 245~253, 1997
 8. Ban J. H, Ahn B. H., "Application od CFD to rotary compressor efficiency and noise", 1998 Int. Conf. At Purdue, pp. 105~110, 1998
 9. Ahn B.H. et. al., "Investigation of check valve behavior in a scroll compressor for noise", 1998 Int. Conf. At Purdue, pp. 483~488, 1998
 10. Jeff J. Nieter, H. J Kim, "Internal acoustic modelling of a rotary compressor discharge manifold" 1998 Int. Conf. At Purdue, pp. 531 ~ 536, 1998