

# 소형 왕복동식 압축기 셀에 가해지는 가진력의 간접적 측정

김성진·강경식·심재술

(LG전자 리빙시스템연구소)

## 1. 머리말

국내 가정의 생활 공간에서 사용되어지는 가전 제품(home appliances)에 대한 저소음에 대한 소비자의 욕구는 점차 증대되고 있으며, 특히 냉장고의 경우 단속 운전(inter-mittent operation)에 따른 소음 인지도가 커 소비자의 저소음화에 대한 욕구는 타 가전제품에 비해 큰 편이다. 압축기(compressor)는 냉장고의 주 소음원(noise source)이며 그림 1에 전체 냉장고 소음 중 압축기 소음이 차지하는 비중을 1/3 옥타브 밴드 스펙트럼으로 도시하였다. 그림에서 응축기 및 증발기 팬(fan) 소음도 전체 냉장고 소음 중 상당한 비중을 차지하고 있으나 최근 수행된 냉장고 소음에 대

한 소비자 반응 연구에 따르면 냉장고의 주요 3 소음원(즉, 압축기, 응축기 및 증발기 팬) 중 압축기 소음이 가장 큰 짜증을 유발하는 것으로 보고되고 있다<sup>(1)</sup>. 아울러, 그린 라운드(green round)로 통칭되는 세계적 환경 규제가 강화되고 있는 가운데 냉장고의 냉매(refrigerant)로 지속적으로 사용되고 있던 프레온가스(CFC)는 이미 그 사용이 규제되고 있으며 냉장고용 대체 냉매로 부각되어진 R134a 냉매는 기존 CFC 냉매 대비 압축비(compression ratio) 상승과 고효율화가 불가피하여 압축기(compressor) 소음이 상승하는 문제점을 갖고 있다.

가정용 냉장고에 적용되고 있는 압축기는 흡입한 냉매 가스의 체적을 압축시키며 구동용 전동기와 압축 기구부가 직결되어 일체화

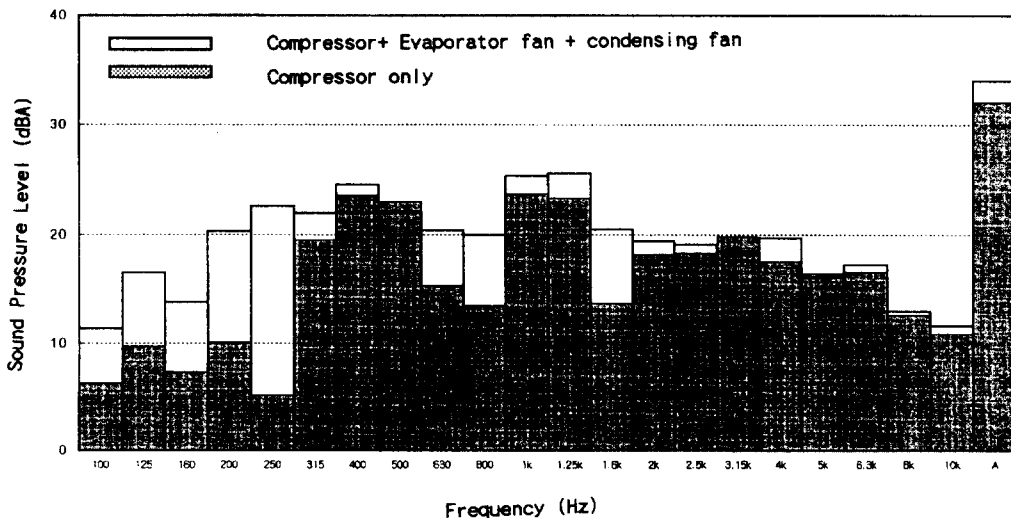


그림 1 1/3 Octave band spectrum of sound pressure level for refrigerator

된 전동 압축기를 용기 중에 넣어 용기의 접속부를 용접하여 밀폐시킨 용적 압축식 전밀폐형(hermetic)이 대부분이고 압축기에서 발생하는 진동 및 소음을 저감하기 위해 밀폐용기 내에서 전동기 및 압축 기구부를 스프링에 의해 지지하는 내부 지지 방식을 취하고 있다. 또한 압축기는 구동용 전동기의 동력 전달 방식에 따라 왕복동(reciprocating)식, 로터리(rotary)식, 스크롤(scroll)식 및 스크류(screw)식으로 나누어 지는데 가정용 냉장고에 사용되고 있는 압축기는 대부분 왕복동식이다. 그림 2에 왕복동식 압축기의 개략도를 도시하였다. 그림에서 전동기의 회전 운동은 slider-crank mechanism으로 피스톤의 왕복 운동으로 전환되며 흡입(suction) 및 토출(discharge) 밸브(valve)의 작용에 따라 흡입되어진 냉매 기체가 압축되어 토출되는 cycle을 반복한다.

일반적으로 왕복동식 압축기는 고속(약 3600 rpm)으로 회전 및 왕복운동을 하고, 주기적인(cyclic) 냉매 흡입, 압축, 팽창 및 토출에 기인하여 다양한 형태의 진동 및 소음이 발생한다<sup>(2)</sup>. 냉매의 주기적인 압축 과정은 완전히 정현파적(sinusoidal)이지 않고 전동기의

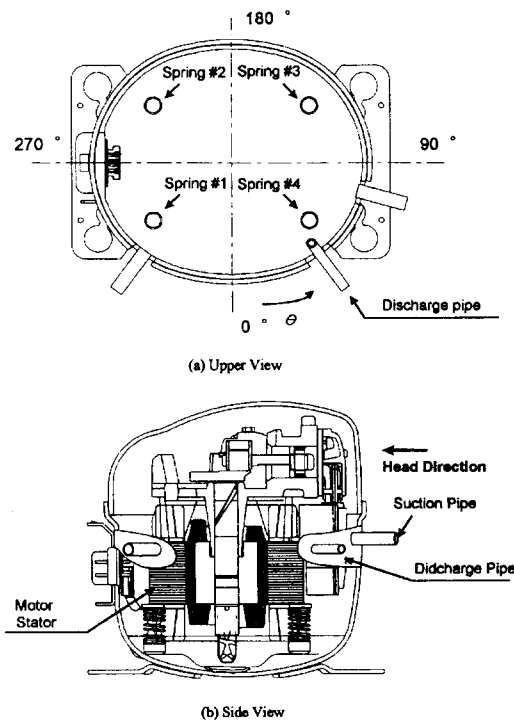


그림 2 Schematic of reciprocating compressor.

회전수로 통칭 되는 펌핑(pumping) 주파수 및 그것의 하모닉(harmonic) 성분을 발생시키게 되는데 압축기를 구성하는 구조물에 의한 공진 또는 공명을 완전히 피할 수 없어 소비자에게 거슬리는 진동 및 소음이 발생하게 된다. 국내에서 생산되고 있는 냉장고용 1/4마력급 소형 왕복동식 압축기는 sound power level로 약 40 dBA (re  $10^{12}$  Watt) 정도의 소음을 발생한다.

그림 3에 왕복동식 압축기의 소음 계통도를 도시했다. 가정용 압축기는 지름이 약 20 cm 정도인 구형(spherical shape)으로 밀폐된 압축기 공간은 냉매 기체로 가득찬 공간의 음향 특성을 갖게 되어 500 Hz 대역에서 첫번째 cavity 공진 주파수를 갖고, 또한 밀폐 공간을 둘러싼 두께 3.2 mm 정도의 steel 셸은 2500 hz 대역에서 그 첫번째 셸 공진 주파수를 갖는다. 그림 1의 압축기 소음 스펙트럼에서 500 hz 밴드 대역의 캐비티 (cavity) 공명과 2500 hz 대역에서의 셸(shell) 공진이 전체 소음에 크게 영향을 미치고 있음을 잘 알 수 있게 된다. 그림 3에 도시한 소음 계통도에서 다시 셸을 가진 시키는 가진원은 크게 전동기 및 압축 기구부에 의한 진동과 고압 기체 냉매 압력 맥동에 의한 진동으로 구분되어 질 수 있는데 이를 셸로의 전달 path 관점에서 보면 전동기 및 압축 기구부를 지지하는 스프링 path 및 압축된 고압 기체 냉매를 응축기

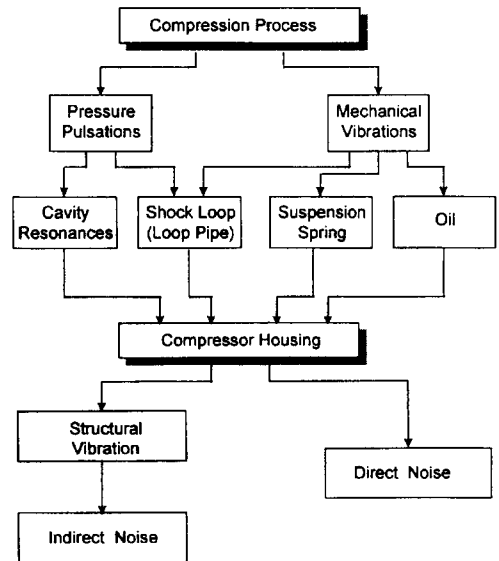


그림 3 Noise generation-transmission flow chart

에 전달하는 loop pipe path로 나눌 수 있다. 통상 압축기의 설계에 있어 앞서 언급한 스프링 및 loop pipe등은 셀로의 진동 전달을 최소화하기 위해 최대한 유연하게 하나 소형화에 따른 스프링 자유장 길이의 제한과 고압 파이프에서 요구되어 지는 최소한의 강성은 완전 유연 전달을 불가능하게 한다. 실제 압축기 설계에 있어 셀을 가진 시키는 가진 path에 대한 정확한 기여도 분석은 저소음 압축기 개발에 필수적이나 기여도의 정확한 분석을 위한 각종 센서류의 장착은 전체 계(system)의 동적 특성을 변화시키는 것과 아울러 loop pipe path에 대해서는 직접 측정이 어려워 스프링 및 loop pipe의 설계는 cut & try 방법에 의한 경험적 시도가 근간을 이루어 오고 있다.

본 글에서는 가정용 소형 왕복동식 압축기 셀의 가진 path 기여도 분석을 위하여 진동 측정에 의한 셀 가진력을 간접 측정하고자 한다. 셀에 가해지는 입력을 정확히 측정하면 최적 스프링의 설계 및 loop pipe 설계가 가능하게 되고 문제 압축기에 대한 정확한 처방이 가능하게 된다. 전술하였듯이 스프링에 의한 전달력은 힘 센서등을 이용 직접 측정이 가능하나 loop pipe에 의한 전달력은 고압 냉매 유동이 보장되어야 한다는 점에서 측정이 쉽지 않게 된다. 또한 스프링 path도 직접 측정을 시도할 경우 동적 특성을 왜곡시킬 가능성이 크며 직접 측정에 따른 정밀 시료의 제작이 필요하게 되고 이에 따른 시간과 비용의 측면에서도 간접 측정에 비하여 큰 잇점이 없다고 볼 수 있다.

계의 동적 특성(전달 함수)과 응답(진동)으로 부터 입력을 추정하는 문제는 보통 역문제(inverse problem)로 알려져 왔으며 계의 고유 진동수 부근과 영점(transmission zero) 부근에서 약간의 응답 측정 오차나 전달 함수의 오차라도 입력 예측에 큰 오차를 초래하는 것으로 연구되어 왔다<sup>(3)</sup>. 고유 진동수 부근은 계의 어느 특정 모드의 특성이 지배적으로 나타나게 되므로 시스템 전달 행렬은 그 특이치들의 상대적인 차이가 커지는 악조건(ill-condition)이 되어 행렬의 역(inverse) 계산에 오차가 포함되고 이에 따라 입력 예측에 큰 오차를 유발하게 된다. 또한 영점 부근에서는 전체 전달 행렬의 차수 부족(rank deficiency) 현상이

발생해 입력 추정에 오차를 발생한다. 보통 이러한 악조건을 피하기 위하여 최적의 응답 위치를 선정하거나 응답수를 늘리는 것이 시도되고 있다. 많은 연구에 의해 기계적 구조물에 대한 간접적 입력 측정을 위한 다양한 이론이 계속 개발되어 지고 있으나 그 적용에는 비교적 단순한 구조물인 빔(beam)이나 평판(plate)등에 그치고 있다<sup>(3~7)</sup>. 또한, 전술한 전달 함수의 악조건 문제를 회피하기 위하여 시도되는 측정점의 증가는 다수의 측정점을 동시에 측정해야만 하는 문제점을 안고 있다.

본 글에서는 소형 압축기 셀과 같은 비교적 복잡한 기계 구조물의 간접적 입력 측정에 대한 결과 및 직접 측정과의 비교를 기술하였고 다수 응답의 동시 측정에 따른 문제점을 해결코자 시도된 방법을 기술하고자 한다.

## 2. 간접 입력 측정 이론 (Theory of Indirect Force Measurement)

다중입력 다중출력 선형 시 불변계(MIMO Linear Time Invariant System)에 대하여, 응답 가속도의 크로스 스펙트럼 행렬( $S_{aa}$ )식 (1)과 같이 주어진 계의 주파수 응답 행렬( $H_{af}$ ) 및 추정해야 할 입력 (편의상 힘) 크로스 스펙트럼 행렬( $S_{ff}$ )로 표현할 수 있다<sup>(6)</sup>.

$$S_{aa} = H_{af} S_{ff} H_{af}^H \quad (1)$$

여기서, 위첨자 "H"는 행렬의 Hermitian Transpose를 의미한다. 따라서, 추정해야 할 입력 크로스 스펙트럼 행렬( $S_{ff}$ )은 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

$$S_{ff} = H_{af}^+ S_{aa} H_{af}^{H+} \quad (2)$$

여기서, 위첨자 "+ "는 오차의 최소 자승법에 기초한 행렬의 pseudo 역행렬을 의미한다. 전술 하였듯이 식 (2)의 역행렬 수행에 있어 계의 공진점 부근 및 영점 부근에서 차수 부족에 의한 오차가 발생하게 되는데 이러한 문제점을 회피하는 대표적인 기법들은 계의 고유치를 구하고 계의 추정시에 포함된 오차보다 작은 고유치를 버리는 주성분 분석법(Principal Component Analysis ; PCA)<sup>(5)</sup>과 입력 에너지의 크기에 제한을 두는 적절화 방

법(Regularization Method)<sup>(3)</sup>을 들 수 있다.

우선 특이치 분석에 의한 주성분을 가려 행렬의 약조건을 개선 시키는 주성분 분석법의 개요는 다음과 같다. 어떤 주어진 계의 전달 행렬( $H$ )는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$H = USV^H \quad (3)$$

여기서  $U$ 는  $m \times m$  unitary 행렬,  $V$ 는  $n \times n$  unitary 행렬을 나타내고  $S$ 는  $H$ 의 차수가  $r$ 인 경우 ( $r \leq \min\{m, n\}$ ),  $r \times r$  정방 행렬  $T$  및 zero 행렬( $(m-r) \times (m-r)$  또는  $(n-r) \times (n-r)$ )로 다음과 같이 표현된다.

$$S = \begin{bmatrix} T & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서 행렬  $T$ 는 또한 다음과 같이 특이치를 내림 차순으로 (즉  $s_1 \geq s_2 \geq \dots \geq s_r$ ) 되게  $U$  및  $V$  행렬을 구할 수 있다.

$$T = \text{diag}(s_1, s_2, \dots, s_r) \quad (5)$$

식 (3)의 행렬  $H$ 의 역행렬을 구하면서 만약 식 (5)의 특이치들이 어떤 값 (보통 계의 측정치에 따른 오차 한계 값,  $e$ ) 보다 작아지게 되면 (즉,  $s_i \leq e$ ) 그 보다 작은 값들을 모두 0으로 한 행렬  $K$ 로부터  $H$ 의 pseudo 역행렬을 아래의 식 (6)과 같이 구한다.

$$H^* = VS^*U^H \quad (6)$$

여기서,

$$S^* = \begin{bmatrix} K^{-1} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$A = \text{diag}(s_1, s_2, \dots, s_{r-1}, 0, \dots, 0) \quad (8)$$

다음 적절화 방법은 식 (2)로부터 구해지는 입력의 에너지 크기를 제한하는 방법으로 식 (4)에서 구한 특이치의 최소치가 오차 한계값  $e$  보다 작아지게 되면 특이치 행렬에 적절화 상수  $\lambda$ 을 더한 행렬  $A$ 로부터  $H$ 의 pseudo 역행렬을 아래와 같이 구한다.

$$H^* = VA^{-1}U^H \quad (9)$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} T & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + \lambda I \quad (10)$$

식 (10)에서 행렬  $I$ 는 그 크기가  $m \times n$  이고 대각선 entry가 1인 행렬이다.

PCA나 적절화 방법 모두 주어진 계의 전달함수의 오차를 추정해야 하는데 실험적으로 전달함수를 얻을때 함께 얻을 수 있는 상관함수에서 다음과 같이 구할 수 있다<sup>(8)</sup>.

$$e = \text{Cond}(H) \frac{\|\delta H\|}{\|H\|} \quad (11)$$

여기서,  $\|\cdot\|$ 는 행렬의 norm operator,  $\text{Cond}()$ 는 행렬의 condition number를 의미한다. 또한  $\delta H$  행렬은 상관 함수로부터 그 entry를 다음의 식 (11)로 표현할 수 있다.

$$\delta H_{ij} = 3 \sqrt{\frac{1 - \gamma_{ij}^2}{2n_d \gamma_{ij}^2}} \quad (12)$$

여기서  $\gamma_{ij}$ 는 전달함수  $ij$  번째 요소에 해당하는 상관함수 값이며  $n_d$ 는 주파수 분석에서의 Averaging 횟수이다. 적절화 방법은 적절화 상수 ( $\lambda$ )를 정하면서 식 (11)로 주어진 오차에 적절한 상수 ( $\lambda_0$ )를 곱한 수를 이용한다.

$$\lambda = \lambda_0 \text{Cond}(H) \frac{\|\delta H\|}{\|H\|} \quad (13)$$

진술한 전달 행렬을 실험적으로 구함에 있어서의 문제는 cross spectrum을 구하기 위해 동시에  $m$ 개의 응답을 측정 주파수 분석을 행하여야 한다는 점이다. 통상 산업체나 학계에 널리 보급 되고 있는 2 채널 주파수 분석기로는 접근이 불가능하다고 볼 수 있는데 기준점(reference point)을 이용 동시 응답을 측정할 효과를 노리고자 한다. 일반적으로  $i$ 번째 측정점과  $j$ 번째 측정점과의 cross spectrum ( $S_{ij}$ )는 아래와 같은 식 (14)로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} S_{ij} &= H_{ij} S_{jj} \\ &= \frac{H_{ij}}{H_{jj}} H_{jj} S_{jj} \\ &= H_{ir} S_{rj} \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)에서 cross spectrum ( $S_{ij}$ )는 기준점  $r$ 과  $i$  및  $j$  측정점과의 전달함수( $H_{ir}$ ) 및 cross spectrum ( $S_{rj}$ )으로부터 구할 수 있게 된다. 따라서, 2 채널 주파수 분석기를 통하여 주어

진 기준점  $r$ 과 측정점들과의 전달함수 및 cross spectrum을 구하고 측정점들 사이의 cross spectrum은 식 (14) 로 부터 구할 수 있게 되어 모든 측정점들을 동시에 측정 주파수 분석을 행할 필요가 없게 된다. 여기서, 주의해야 할 점은 기준점은 실험이 행해지는 동안 고정되어져야 하며 입력과 응답의 상관 관계가 충분해야 한다는 점이다.

### 3. 실험 장치

실험에 사용된 압축기는 LG전자 왕복동식 압축기로서 냉력 190 kcal 및 입력 200 W급으로 모델명은 VD69-NDH이고 앞서 언급한 이론의 타당성을 검토하기 위해 냉매 분위기 하에서 완전 밀폐식이 아닌 공기중에서 운전 하면서 하부 셀에 대한 가진력 간접 측정을 행하였다. 실험은 크게 2 part로 나누었는데 우선 압축기 하부 셀에 압축 기구부를 체결하지 않은 빈(empty) 셀에 2개의 소형 가진기(mini shaker)를 체결하고 exciting force 및 진동 응답을 측정하여 빈 셀에 대해 가진력의 간접 측정 결과와 직접 측정 결과의 비교를 꾀하였다. 아울러 하부 셀에 압축 기구부를 체결하고 흡입 압력과 토출 압력을 게이지압 0대 15 kgf/cm<sup>2</sup>으로 유지하면서 4개의 스프링으로 전달되는 힘과 loop pipe로 전달되는 힘을 측정하였다. 실험 장치의 개략도는 그림 4에 도시하였으며 주파수 분석기는 B & K 3550, 소형 가진기는 B & K 4810, 힘센서는

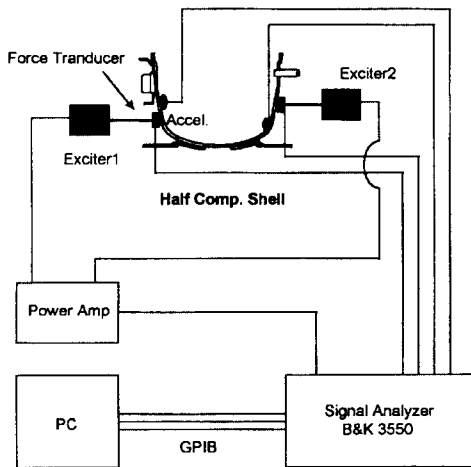


그림 4 Schematic diagram of experimental set up

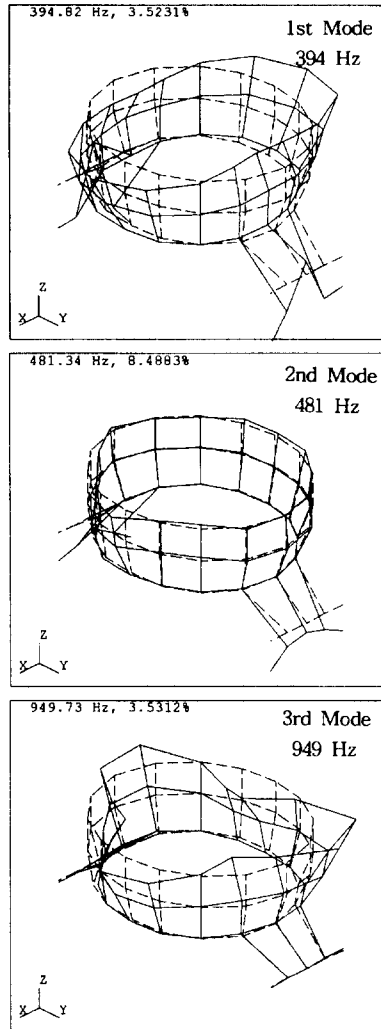


그림 5 Mode shape of the lower half compressor shell

표 1 Natural frequencies and damping characteristics of the lower half compressor shell without electric motor and compression mechanics

| Mode | Freq.(Hz) | Damp.(Hz) | Damp(%)  |
|------|-----------|-----------|----------|
| 1    | 395       | 3.05      | 7.69E-01 |
| 2    | 483       | 6.34      | 1.31E-00 |
| 3    | 949       | 3.46      | 3.64E-01 |
| 4    | 985       | 2.92      | 2.96E-01 |
| 5    | 1580      | 8.33      | 5.28E-01 |
| 6    | 1620      | 15.95     | 9.82E-01 |
| 7    | 1770      | 6.64      | 3.76E-01 |
| 8    | 1880      | 10.20     | 5.43E-01 |
| 9    | 20.30     | 7.97      | 3.94E-01 |
| 10   | 2520      | 15.52     | 6.15E-01 |

B & K 8200 (Conditioning Amplifier B&K 2635), power amplifier는 B & K 2706, 진동 측정에 이용한 가속도계는 PCB JM353 (Power Supply PCB 480B)을 이용하였고 B & K 3550 분석기는 IEEE-488 Interface를 통해 펜티엄급 PC로 자료를 전송 MatLab으로 작성한 프로그램으로 분석 하였다.

또한 빈 셀의 모드 분석은 LD2900 주파수 분석기 및 Star-Struct Modal Analysis Package를 이용하였으며 가진기를 연결한 상태에서 모드 분석을 행하였다.

#### 4. 실험 결과

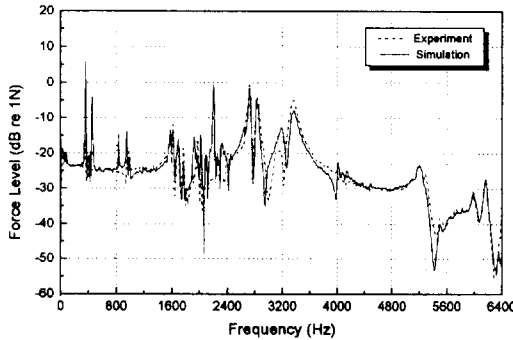
##### 4.1 모드 분석 결과

그림 5 및 표 1은 하부 빈 셀의 모드 분석 결과를 나타낸다. 앞서서 소형 압축기 셀의 1차 고유 진동수는 약 2500 Hz 대역에서 나타난다고 하였으나 실험 결과 1차 고유 진동수가 이보다 훨씬 낮은 약 394 Hz임을 보여 주고 있으며 그림 5의 mode shape로 부터 이

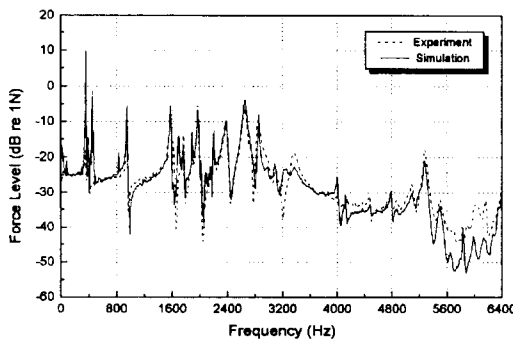
는 셀의 첫번째 flexible mode임을 알 수 있다. 밀폐형 압축기는 상부 셀과 하부 셀이 용접으로 완전히 밀봉되어서 전체 강성이 본 글에서 다룬 하부 셀보다는 크게 되어 공진 주파수가 상승하게 된다. 따라서 본 본문에서 이용한 하부 셀은 밀폐형 셀보다 훨씬 작은 1차 셀 공진 주파수를 갖게 되는데 그림 5의 모드 분석 결과는 이러한 사실을 잘 뒷받침하고 있다. 또한 2차 고유 진동수는 약 481 Hz로써 그림 5의 mode shape로 부터 이는 셀의 진동 모드가 아니라 압축기 연결부 및 방진 고무에 의한 진동 모드임을 알 수 있다. 본 글에서는 간접 입력 측정의 타당성 검토를 위해 일차적으로 하부 셀에 대해 가해지는 전달력을 측정하고자 하였으므로 완전 밀폐형 셀과 동특성이 달라지게 되는 사항은 크게 고려하지 않았다.

##### 4.2 빈 셀에 대한 가진력 측정 결과

그림 6는 하부 빈 셀에 mini-shaker 두개를 체결하여 가진시켰을때 2점의 진동 응답으로

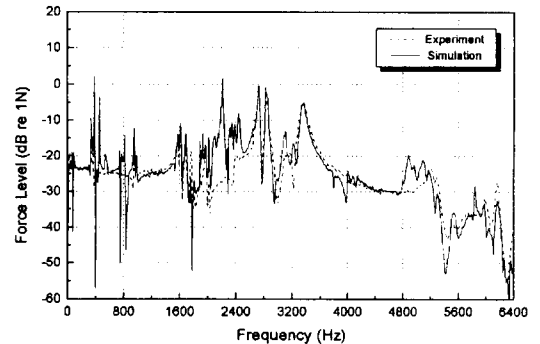


(a) F1

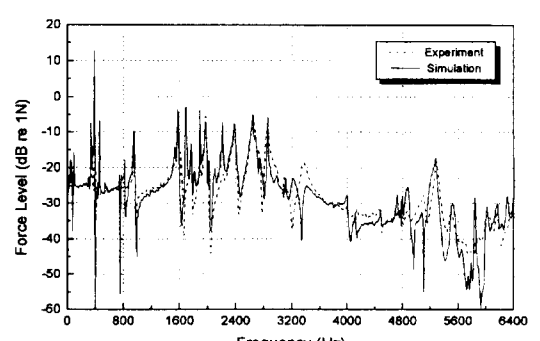


(b) F2

그림 6 Comparison of simulated force inputs by direct inverse scheme with measured force inputs (2 input 2 output case)



(a) F1



(b) F2

그림 7 Comparison of simulated force inputs by pca with measured force inputs (2 input 2 output case)

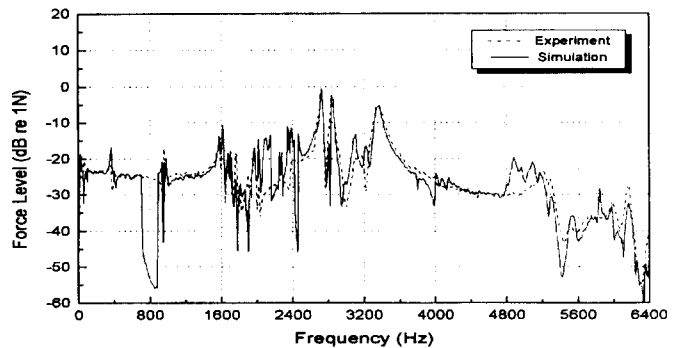
부터 추정한 가진 입력(즉, 가진력)과 힘센서로 직접 측정한 결과를 비교한 것이다. 이때, 가진점 및 응답점의 위치는 표 2에 나타내었다. 그림에서 진동 응답으로 추정한 가진력의 간접 측정 결과가 직접 측정 결과와 거의 모든 주파수 영역에서 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 앞서 언급하였듯이 간접 입력의 추정에 있어 공진 주파수 대역과 영점 대역에서 큰 오차가 발생할 수 있다. 그림 6에서 공진점 및 영점 부근(예를 들어, 1000 Hz 대역)에서 간접 입력 측정은 직접 입력 측정치와 비교할 때 큰 오차를 보여주고 있다. 그림 7 및 8에 앞서 언급한 주성분 분석법과 적절화 방법으로 시도한 결과를 도시하였다. 그림에서, 두 방법 모두 직접 역행렬을 취하는 방법보다 공진점 근방에서의 추정 오차가 줄어들고 있음을 보여주고 있다. 그러나 주성분 분석법은 특정 주파수 영역에서(예를 들어 700 Hz 및 3900 Hz) 큰 오차를 발생하고 있음을

표 2 Coordinates of force and vibration outputs [mm]

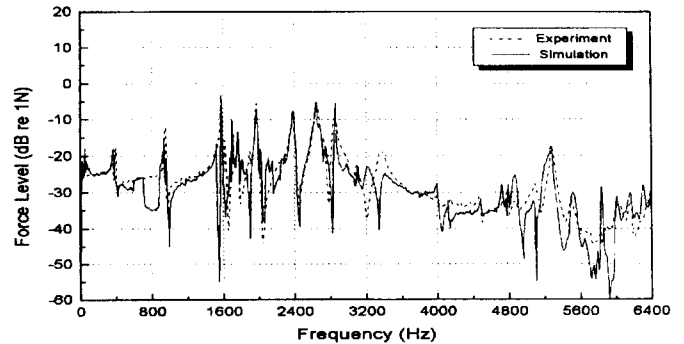
|                      |          | R    | $\Theta$ (°) | Z   |
|----------------------|----------|------|--------------|-----|
| 2-input<br>2-output  | Force    | 92   | 112          | 70  |
|                      |          | 84   | 20           | 85  |
|                      | Acc.     | 82   | 180          | 70  |
|                      |          | 88   | 315          | 67  |
| 2-input<br>4-output  | Force    | 92   | 112          | 70  |
|                      |          | 84   | 20           | 85  |
|                      | Acc.     | 83   | 157          | 100 |
|                      |          | 93   | 95           | 85  |
|                      |          | 83   | 337          | 55  |
|                      |          | 88   | 315          | 67  |
| 5-input<br>10-output | Force    | 75   | 315          | 10  |
|                      |          | 75   | 45           | 10  |
|                      |          | 75   | 135          | 10  |
|                      |          | 75   | 225          | 10  |
|                      |          | 87   | 45           | 100 |
|                      |          | Acc. | 83           | 157 |
|                      | 84       |      | 210          | 80  |
|                      | 88       |      | 50           | 50  |
|                      | 80       |      | 320          | 280 |
|                      | 84       |      | 230          | 90  |
|                      | 83       |      | 18           | 55  |
|                      | 87       |      | 315          | 85  |
|                      | 94       |      | 92           | 65  |
|                      | 84       |      | 230          | 33  |
|                      | 88       |      | 130          | 55  |
|                      | Ref. Acc | 82   | 180          | 84  |

알 수 있다. 이는 주성분 분석법이 공진점 부근에서는 효과적이거나 다른 주파수 영역에서는 큰 추정오차를 초래할 수 있다는 사실을 보여주고 있다. 그림 6, 7 및 8에 있어 모두  $F_1$  입력 추정시 2200 Hz 및 4800 Hz 대역에서 큰 오차를 나타내고 있다. 주성분 분석법 및 적절화 방법은 오차의 크기를 줄일 수 있으나 타 주파수 영역 대비 큰 오차를 보여주고 있다. 이는 입력 갯수와 응답 갯수가 같을 때 공진주파수 대역이나 영점 대역과는 별도로 전달행렬의 차수가 어느 주파수 영역에서 문제가 됨을 보여주고 있다. 따라서 이러한 대역에서의 추정 오차 개선은 최적 응답 위치의 선정이나 응답 갯수를 늘리는 방법으로 개선해야 함을 보여주고 있다.

그림 9는 그림 6의 계에서 응답점을 4개로 늘린 결과를 도시한 것이다. 그림 9에서 간접 입력 측정 결과가 직접 입력 측정 결과와 거의 모든 대역에서 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다. 특히 공진점 부근에서의 추정 오차도 크게 감소하고 있음을 알 수 있으며 그

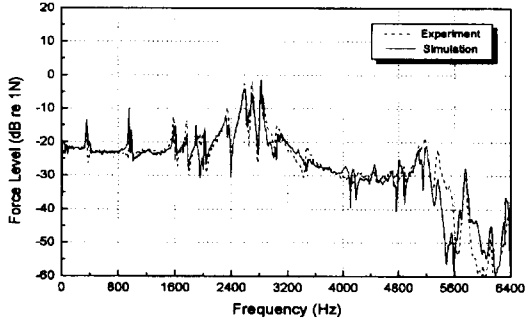


(a) F1

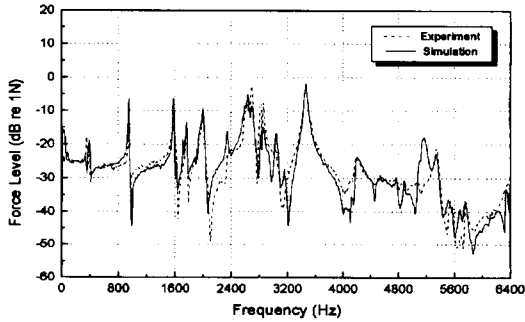


(b) F2

그림 8 Comparison of simulated force inputs by regularization with measured force inputs (2 input 2 output case)

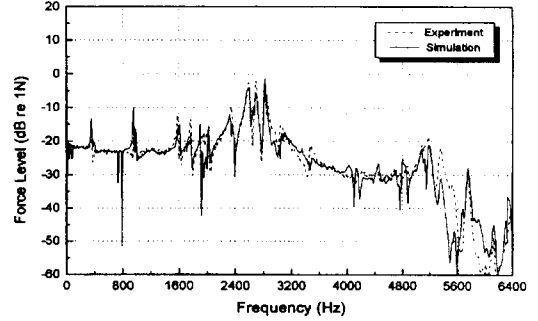


(a) F1

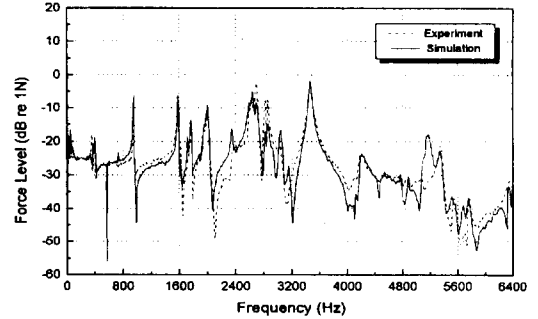


(b) F2

그림 9 Comparison of simulated force inputs by direct inverse scheme with measured force inputs (2 input 4 output case)

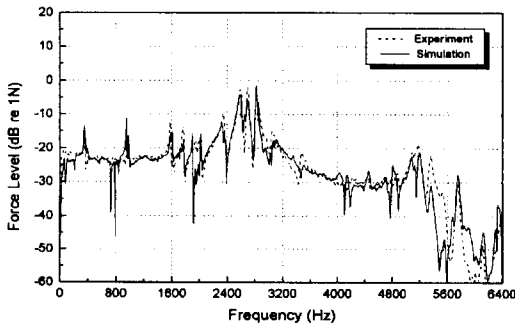


(a) F1

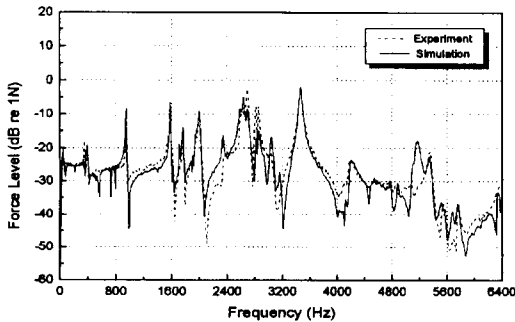


(b) F2

그림 11 Comparison of simulated force inputs by regularization with measured force inputs (2 input 4 output case)

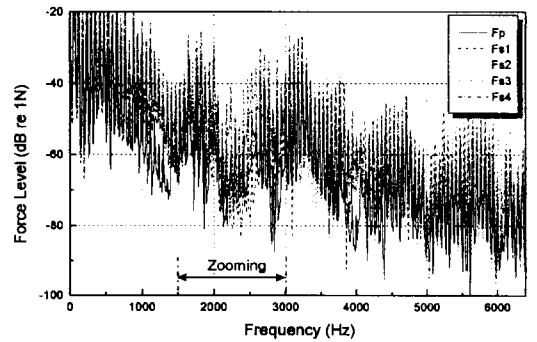


(a) F1

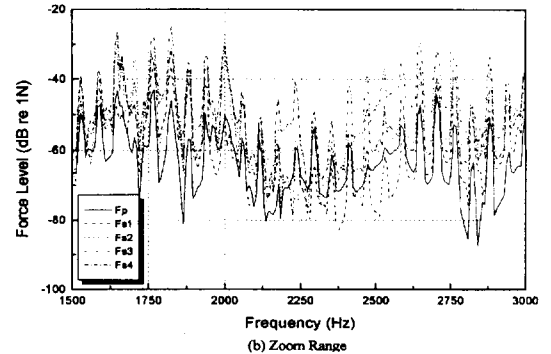


(b) F2

그림 10 Comparison of simulated force inputs by pca with measured force inputs (2 input 4 output case)



(a) Total Range



(b) Zoom Range

그림 12 Estimation of 5 input force spectra to the half compressor shell under air-compression condition ( $P_{sg}/P_{dg} = 0 / 15 \text{ kgf/cm}^2$ )



림 7과 8에 대비하여 볼 때도 측정점 갯수를 증대하는 것이 2개의 응답에 기초한 주성분 분석법이나 적절화 방법보다 효과적임을 알 수 있다. 그림 9에서는 또한 그림 6, 7 및 8에서 문제가 되었던 2200 Hz 대역에서의 추정이 크게 개선되었음을 보여 주고 있다. 그림 10 및 11은 4개의 응답을 주성분 분석법과 적절화 방법으로 처리한 결과를 보여주고 있다. 그림 9와 이들 과를 비교할 때 추정의 개선 효과가 미미하며 특히 주성분 분석법은 특정 주파수에서 큰 오차를 보여주고 있다.

이상과 같은 하부 빈 셀에 대한 실험 결과를 정리하면 압축기의 셀과 같은 비교적 복잡한 구조물에 대해서도 간접 입력 측정을 상당한 신뢰성을 갖고 시도할 수 있으며 특히 공진점이나 영점 부근에서의 추정 오차는 측정점의 갯수를 증대 시킴으로써 크게 개선시킬 수 있다. 본 글에서 시도한 cross spectrum 추정은 2 채널 주파수 분석기로도 다수의 응답에 대한 추정이 가능하므로 응답 갯수의 증가는 단지 추정 시간의 증대만을 초래할 뿐 별도로 H/W 시스템의 변경을 요구하지는 않는다. 압축기 셀과 같은 비교적 복잡한 구조물에 대해 최적 응답의 위치 결정은 유한요소 모델로 상당한 시간을 투자하여 결정할 수도 있다. 그러나 실제 산업 현장에서 추정 오차의 개선은 실험자의 경험에 기초하여 응답 갯수를 늘리는 것이 더욱더 효과적이라고 볼 수 있으며 하부 빈 셀에 대한 실험 결과는 이러한 사실을 잘 뒷받침하고 있다.

### 4.3 공기 압축시 셀의 가진력 측정 결과 하부 셀에 압축 기구부를 체결하고 흡입구

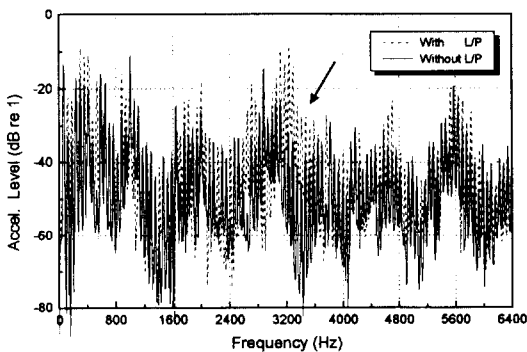


그림 13 Effects of loop pipe on measured vibration response spectra for measurement point 1

를 대기에 노출하여, 공기를 흡입하고 토출관에 밸브를 달아 토출 압력을 게이지압 15 kgf/cm<sup>2</sup>으로 유지하면서 압축 기구부 및 전동기를 지지하는 4개의 스프링을 통하여 셀로 전달되는 힘들과 토출 loop pipe로 부터 셀로 전달되는 힘을 측정하고자 하였다. 압축 기구부가 체결되지 않고 빈 셀에 mini-shaker로 셀을 가진시키는 경우와 달리 이러한 공기 압축시 셀에 전달되는 힘의 직접 측정은 거의 불가능하다고 볼 수 있다. 4개의 스프링과 1개의 loop pipe로 전달되는 힘의 추정을 위해 응답 진동 측정점 갯수는 10개로 하였으며 각각의 스프링 위치 및 loop pipe 위치에서 응답점들과의 전달함수는 실험을 통하여 측정하였다.

그림 12는 공기 압축시 하부 셀에 전달되는 힘을 진동 응답으로 부터 간접 측정된 결과를 보여주고 있다. Fp는 loop pipe로 부터 셀로 전달되는 힘을 나타내며, Fs는 하부의 지지 스프링으로 부터 전달되는 힘을 나타낸다. 작용 힘의 위치는 그림 2(a)에 나타나 있다. 그림에서 압축 기구부의 head 방향 스프링으로 큰 힘이 전달되고 있으며 loop pipe를 통한 전달력은 스프링을 통한 전달력보다 작음을 알 수 있다. 그러나, 각 가진점에서의 모드 기여도(modal participation factor)가 다르므로 스프링으로의 전달력이 loop pipe로의 전달력 보다 진동 응답에 크게 기여한다고 볼 수는 없다.

공기 압축시에는 셀로의 전달력을 직접 측정하는 것은 거의 불가능하므로 loop pipe의 연결 상태 변화와 같이 계의 입력 변화를 통

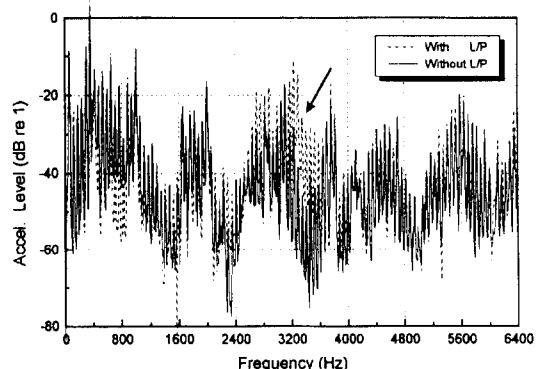


그림 14 Effects of loop pipe on simulated vibration response spectra for measurement point 1

해 간접적으로 추정 결과의 신뢰성을 확보하는 것이 효과적일 수 있다. 그림 13은 1번 측정점에서 loop pipe의 영향을 loop pipe를 연결한 상태와 연결하지 않은 상태에서 진동 측정 결과를 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 loop pipe가 셀에 연결되지 않으면 특히 3500 Hz 대역의 진동이 크게 감소함을 보여주고 있다. 그림 14는 1번 위치에서 loop pipe를 연결한 상태와 연결하지 않은 상태를 앞서 추정한 간접 입력 측정 결과를 이용 추정한 것이다. 그림에서 loop pipe를 연결하지 않으면 3000 Hz 대역의 진동 레벨이 크게 감소함을 보여주고 있으며 이는 그림 13의 직접 측정 결과와 잘 일치하고 있다. 따라서 그림 13에 도시한 간접 입력 측정 결과가 계의 입력 변화에 따른 응답의 변화를 신뢰성 높게 추정할 수 있음을 보여주고 있다.

### 5. 맺음말

본 글에서는 소형 압축기 셀과 같은 비교적 복잡한 기계 구조물의 간접적 입력 측정에 대한 결과 및 직접 측정과의 비교를 기술하였고 다수 응답의 동시 측정에 따른 문제점을 해결코자 기준점을 이용한 전달함수의 측정 방법을 제시하였다. 하부 빈 셀에 대한 실험 결과, 압축기의 셀과 같은 비교적 복잡한 구조물에 대해서도 간접 입력 측정을 상당한 신뢰성을 갖고 시도할 수 있으며 특히 공진점이나 영점 부근에서의 추정 오차는 측정점의 갯수를 증대시킴으로써 크게 개선시킬 수 있음을 보여주었다. 공기 압축시 하부 셀에 전달되는 힘을 진동 응답으로 부터 간접 측정하여 압축기구부의 head 방향 스프링으로 큰 힘이 전달되고 있으며 loop pipe를 통한 전달력은 스프링을 통한 전달력보다 작음을 보여 주었다. Loop pipe의 영향을 loop pipe를 연결한 상태와 연결하지 않은 상태에서 진동 측정 및 추정 결과와 비교 분석 하였으며 loop pipe가 셀에 연결되지 않으면 특히 3500 Hz 대역의

진동이 크게 감소함을 보여주었다. 간접 입력 측정 결과가 압축기 셀과 같은 복잡한 계의 입력 변화에 따른 응답의 변화도 신뢰성 높게 추정할 수 있음을 보여주었다.

### 참고 문헌

- (1) P. May, P. Davies and J. S. Bolton, 1996, Correlations Between Subjective and Objective Evaluations of Refrigerator Noise, Proceedings of Inter-Noise 96, Liverpool, UK, pp. 2257~2260.
- (2) James F. Hamilton, 1988, Measurement and Control of Compressor Noise, Ray W. Herrick Laboratories, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA.
- (3) J. K. Lee, 1993, A Study on Indirect Force Measurement in Structure, Ph. D. Dissertation, KAIST, Korea.
- (4) J. A. Fabunmi, 1986, Effects of Structural Modes on Vibratory Force Determination by the Pseudoinverse Technique, AIAA Journal, Vol. 24 (3), pp. 504~509.
- (5) R. E. Powell and W. Seering, 1984, Multichannel Structural Inverse Filtering, Transactions of ASME, Vol. 106, pp. 22~28.
- (6) T. J. Roggenkamp and R. J. Bernhard, 1993, Indirect Measurement of Multiple Random Force Spectra, Proceedings of Inter-Noise 93, pp. 881~883.
- (7) G. X. Zhang and J. C. Pascal, 1996, Characterization of Partially Coherent Random Forces by Means of PCA, Proceedings of Inter-Noise 96, pp. 2873~2876.
- (8) J. S. Bendat and A. G. Piersol, 1980, Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, John Wiley & Sons, NewYork.