

SEA를 이용한 셸과 실린더의 최적 용접 조건에 관한 연구

Study on Optimum Welding Position between Shell and Cylinder based on SEA.

안병하**·이장우**·양보석***

Ahn Byoung-Ha, Lee Jang-Woo and Yang Bo-Suk

Key Words : SEA(통계적에너지해석기법), Structural Loss Factor(구조결합손실계수), Loss Factor(손실계수), CLF(결합손실계수), Rotary Compressor(로타리압축기), Welding Point(용접점), Reverberation Time(잔향시간), Shell(셸)

ABSTRACT

The overall aim of this paper is to determine coupling loss factor of welding point between shell and cylinder using loss factor and structural loss factor. For this purpose, two kinds of loss factor were adopted. One is loss factor of each sub structure, another is structural loss factor based on the complex welded or assembled structure. Using these two parameters, it is possible to derive the coupling loss factor which represent characteristic condition of SEA theory. Coupling loss factor of conjunction in complex structure was expressed as power balance equation. The derived equation for a coupling loss factor has been simplified on the assumption of one way(uni-directional) power flow between multi-sub structures. Using these conditions, it is possible to find the equation of coupling loss factor expressed as above two loss factors. To check the effectiveness of above equation, this paper used two stage application. The first approach was application between simple cylinder and shell. The next was adopted rotary compressor. Rotary compressor has three main conjunctions between shell and internal vibration part. This equation was applied to find out the optimum welding point with respect to reduce the noise propagation. It shows the effective tool to evaluate the coupling loss factor in complex structure

1. 서론

구조물과 구조물은 용접, 리벳팅, 볼팅이나 끼워맞춤등의 여러 가지 방법에 의해서 조립되어진다. 그 중에서 고정도를 요구하는 고속, 소형의 기체를 압축하는 기계는 접합방법이나 접합하는 위치나 형태가 제품의 성능 특히 진동 소음에 많은 영향을 끼치게 된다. 로타리 압축기나 스크롤 압축기가 공조용으로 대표적으로 에어컨등에 널리 사용되고 있다. 그리고, 압축기는 에어컨의 주요 핵심 부품이며, 주거 공간에 비교적 가까이 위치함에 따라서 진동 소음에 대한 소비자들의 요구 조건도 타 제품에 비하여 높다. 공조용 압축기는 밀폐형 압축기로서 완전히 셸에 의해서 내부의 압축부를 감싸고 있으며, 셸의 내부가 고압이면 고압식 셸, 저압이면 저압식 구조로 크게 2 종류로 구성이 되어 있다.(Fig.1 참조) 셸의 내부는 모터와 압축부로 구성되어 있고, 압축부는 실린더와 용적변화를 일으키면서 용적압축이 발생되더라도

누설이 되지 않도록 되어 있고, 여러 부품이 볼트에 의해서 조립되어져 있다. 그리고 셸과 실린더 부분에 점용접을 이용하여 지지하는 구조로 되어 있다. 모터의 고정자도 열 박음으로써 셸과 지지되어 있다. 압축기의 압축부는 저압의 냉매를 흡입하여 압축비 만큼 압축을 하게 되고, 과압축 상태에서 토출이 이루어진다. 이때 압축부는 압력 맥동에 의한 진동과 소음을 동반하게 되고, 아울러 기구적인 구조에 의한 진동도 발생하게 된다

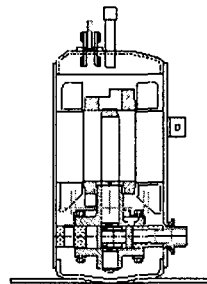


Fig.1 Rotary Compressor Cut off view

이러한 진동원이 셸과 인접한 장소에 용접이라는 지지구조로 접합이 되어 있음으로 인한 진동 전달에 의한 소음 발생이 이 부분에 집중이 된다. 이때의 소음 발생 위치에 대한 검증은 Fig.2 에서

* LG 전자 DA 사업본부 연구소
E-mail : aahnbh@lge.com
Tel : (055) 260-3827, HP : 019- 501-7708

** LG 전자 DA 사업본부 연구소
*** 부경대 기계공학부

보여 주는 NAH 를 이용한 소음의 가시화에서도 잘 나타난다.

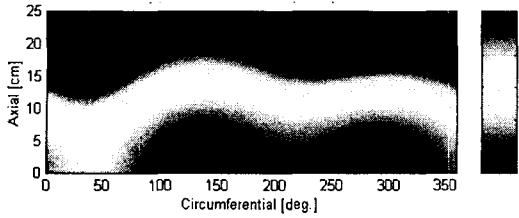


Fig.2 Near Field Holography of Rotary Compressor

이와 같이 용접점을 통한 에너지의 전달과 그 전달로 인한 소음의 발생이 나타나는 위치가 용접점과 일치한다. 따라서 용접점을 통한 타 요소로 흘러 보내는 진동 소음에너지의 전달이 용이한 구조 즉 결합손실계수가 크도록 설계가 이루어 진다면 내부 실린더의 진동레벨이 낮아지고 이로 인한 소음이나 진동에 기여하는 정도는 작아 질 수도 있다. 따라서 내부의 실린더를 기준으로 실린더의 진동 소음에너지가 제일 낮은 상태를 유지 할 수 있는 최적의 조건을 찾는 것이 문제이다. 또 전달하는 구조로 인해서 많은 에너지를 잃어 버릴수 있으면 더욱더 바람직한 최적의 위치가 될 수 있다.

이러한 관점에서 본 연구는, 기존의 Modal Analysis 나 Mobility 를 이용한 용접 최적점의 선정과는 다른 SEA 의 에너지 기법을 이용하여 결합손실계수와 손실계수를 이용하여 실험적으로 최적의 위치를 선정하는 방법에 대해서 수식을 전개하고, 그 결과를 압축기에 적용, 분석에 대하여 논하였다.

2. 본 론

여러 개의 부재로 연결된 구조물에 있어서, 일반화된 에너지의 전달 및 수주관계에 대해서 사용되는 Power Balance Equation 은 식(1)과 같다.

$$P_i = \omega \cdot E_i (\eta_i + \sum_{j=1}^n \eta_{ij}) - \omega \sum_{j=1, j \neq i}^n E_j \eta_j \quad \text{식(1)}$$

식(1)에서의 P 는 부재에 가해지는 가진력의 파워를 나타내고, 가해진 가진력 P 에 의해서 발생되는 에너지(E)는 부재 i 에서의 진동 소음에너지를 나타내고, η_i 는 i 번째 부재의 내부손실계수를, ω 는 각가속도를, η_{ij} 는 i 번 부재에서 j 번째 부재로 전달되는 결합손실계수를 나타낸다.

n 개의 부재 중, 임의의 1 개의 부재에 진동이나 음향으로 가진을 한다고 한다면 식(1)은 식(2)와 같은 배열로 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} (\eta_1 + \sum_{j=1, j \neq 1}^n \eta_{1j}) \cdot \eta_1 & -\eta_{12} \cdot \eta_1 & \Lambda & -\eta_{1n} \cdot \eta_1 \\ -\eta_{21} \cdot \eta_2 & (\eta_2 + \sum_{j=1, j \neq 2}^n \eta_{2j}) \cdot \eta_2 & \Lambda & -\eta_{2n} \cdot \eta_2 \\ M & M & O & M \\ -\eta_{n1} \cdot \eta_n & -\eta_{n2} \cdot \eta_n & \Lambda & (\eta_n + \sum_{j=1, j \neq n}^n \eta_{nj}) \cdot \eta_n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_1/\eta_1 \\ E_2/\eta_2 \\ M \\ E_n/\eta_n \end{pmatrix} = \frac{1}{\omega} \begin{pmatrix} P_1 \\ 0 \\ M \\ 0 \end{pmatrix} \quad \text{식(2)}$$

식(2)의 배열의 왼쪽 대각선 항을 살펴보면, 내부 손실계수와 결합손실계수의 합에 각 부재의 모달 밀도를 곱한 형태로 표시되어 있으며, 대각선을 제외한 항을 살펴보면 - 부호가 붙어 있는데, 이것은 다른 부재로부터 전달되어 오는 에너지를 나타내는 항으로 표시되어 있다. 따라서 가진력이 가해지는 부재를 중심으로 그 주위의 진동 전달이나 소음 전달 상황을 파악하려고 한다면, 힘이 가해지는 부재를 중심으로 한 힘의 평형방정식과 그의 부재에 관계된 수식으로 분리하는 것이 필요하며 한 부재를 중심으로 힘이 분산이 된다면 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$P_1 = \omega (\phi_{11} E_1 - \phi_{12} E_2 - \phi_{13} E_3 - \Lambda - \phi_{1n} E_n) \quad \text{식(3)}$$

$$\begin{pmatrix} \phi_{22} & -\phi_{23} & \Lambda & -\phi_{2n} \\ -\phi_{32} & \phi_{33} & \Lambda & -\phi_{3n} \\ M & M & O & M \\ -\phi_{n2} & -\phi_{n3} & \Lambda & \phi_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \\ M \\ E_n/E_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_{21} \\ \phi_{31} \\ M \\ \phi_{n1} \end{pmatrix} \quad \text{식(4)}$$

만약 여러 부재 중에서 한 부재에만 가진력이 작용한다고 가정한다면, 식(2)는 식(3)과 식(4)으로 분리 될 수 있고, 식(2)에서 식(5)과 같이 변수를 대체한다면, 식(2)를 식(4)과 같이 표시 할 수 있다. 식(4)은 식(2)에서 부재 1 을 제외한 부분에서의 부재 상호간의 Power Balance equation 을 표시한 것이다.

$$\phi_{ij} = \eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij} \quad \text{식(5-1)}$$

$$\phi_{ij} = \eta_{ij} \eta_{ij} \quad \text{식(5-2)}$$

$$\text{단, } n_{ij} = \begin{cases} n_i / n_j, & i \neq j \\ 1, & i = j \end{cases}$$

식(4)에서 만약 가진력이 가진된 부재로부터 일방적으로 전달되기만 고 반사되어 돌아오는 에너지가 없다고 가정 한다면, 혹은 가진력이 너무 세

어서, 혹은 전달된 부재의 Modal Density 가 너무 작다고 가정한다면, 식(4)은 식(6)의 왼쪽과 같이 배열이 바뀔수 있다. 즉, 대각선을 제외한 항목은 전부 0으로 표시 할 수 있다. 그리고, 이 식을 E1 으로 나누면 식(6)이 된다.

$$\begin{pmatrix} \phi_{22} & 0 & \Lambda & 0 \\ 0 & \phi_{33} & \Lambda & 0 \\ M & M & O & M \\ 0 & 0 & \Lambda & \phi_{nn} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} E_2/E_1 \\ E_3/E_1 \\ M \\ E_n/E_1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \phi_{21} \\ \phi_{31} \\ M \\ \phi_{n1} \end{pmatrix} \quad \text{식(6)}$$

식(6)을 손실계수와 그 부재에 연결된 부재의 결합손실계수와 내부손실계수의 합으로 표시되어 있음을 알 수 있다. 연결된 부재로 연결되는 전달되는 계수들의 합과 내부결합손실의 합이라는 것은 구조손실계수와 물리적으로나 수학적으로 같은 의미를 양을 갖게 되므로 η_{total} 로 표시해서 구조손실의 표시로 나타낸다면, η_{total} 과 η_i 의 내부손실계수로서 식(6)과 식(3)를 합해서 표시 할 수 있다.

$$P_{input} = \omega \eta_{total} E_1 \quad \text{식(7)}$$

식(7)은 부재 1 에 가해지는 Power 를 나타내는 데, 식(3)과 같은 물리적인 의미를 가지고 있으므로 같이 대입해서 정리한다. 그 때, 식(6)의 일반식과 식(5-1)항과 내부 손실계수로 분리해서 정리하고, Power series 로 전개해서 고차 항을 무시하고, 1 차 항만을 고려해서 정리하면 식(8)과 같이 정리 할 수 있다.

$$\eta_{Total} - \eta_{internal} = \sum \frac{n_j}{n_i} \cdot \eta_{ji} \quad \text{식(8)}$$

식(8)에서 측정하는 변수가 무엇이며 측정의 편리성에 따라서 모달 밀도와 결합 손실 계수 간의 관계식(9)의 Reciprocity 조건을 대입하면 좀더 간단한 형태의 수식을 구 할 수 있고 실험의 편리성도 도모할 수 있다.

$$n_i \cdot \eta_{ij} = n_j \cdot \eta_{ji} \quad \text{식(9)}$$

결합 조건에 따라서 수식의 차이는 있으나 고차항을 무시하고, 실험적으로 가능한 항목을 중심으로 정리한 것이 식(8)이다. 즉 어떤 부재에 있어서, 구조결합 손실계수와 내부손실계수의 차이는 부재

를 연결하고 있는 결합 부재들의 결합 손실 계수들의 합으로 표시 될 수 있다는 것이다.

3. 실험 및 분석

3.1 실험

식(8)을 이용하여 결합 손실계수를 구하기 위해서는 구조 손실계수와 내부손실계수를 측정하는 것이 필요하다. 그리고 실험 조건을 앞에서 가정한 것과 같은 조건으로 가져가는 것도 매우 중요하다. 본 실험에서는 여러 가지의 손실 계수들을 측정하기 위하여 Schuroeder Method 를 이용하여 잔향시간을 측정하였고, 이를 이용하여 손실계수를 측정하였다. 구조손실계수를 측정하기 위해서는 조립된 상태 즉 부재가 여러 개 연결된 상태의 구조물이 필요하고, 내부 손실계수를 측정하기 위해서는 부품상태의 부재가 필요하다.

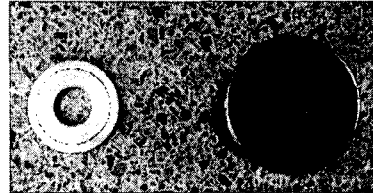


Fig.3 Sample for internal loss factor

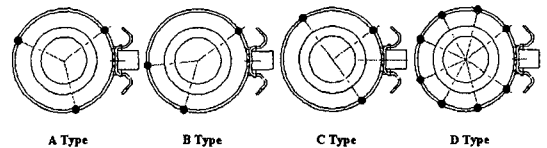


Fig.4 Sample of various coupling conditions

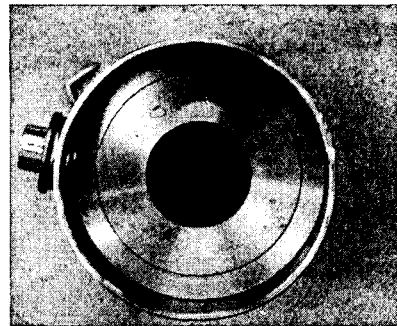


Fig.5 Test specimen for coupling condition in sand box

먼저 실린더 형태의 부품과 쉘의 단품을 Fig.3 과 같이 준비하고 이를 가진법에 의한 잔향시간을 Schuroeder Method 로 구한다. (5) 그리고 가정 조건을 맞추기 위하여 Fig.4 와 같은 여러 조건으로 결합된 시료들을 Fig.5 와 같이 모래 상자에 넣고 실린더에서 구조 손실계수를 측정한다.

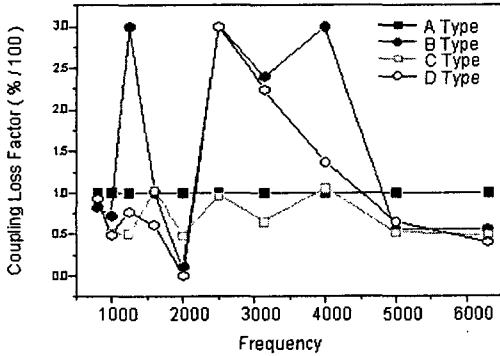


Fig.6 Test Result for Fig.4 samples

Fig.6 은 식(8)을 이용하여 구한 용접점의 결합손실계수를 구하고 그 결과를 Fig.4 의 A 형태를 100%로 놓고 Normalization 한 결과를 나타낸 것이다. 餘技서 보여주는 것은 B Type 은 1000Hz 와 2500~4500Hz 영역에서는 가장 높은 결합계수를 보여 주고, A Type 은 2000Hz 와 고주파 영역에서 다른 결합 조건 보다 좋은 결과를 보여 준다. C type 은 나머지 3 형태의 용접조건보다 낮은 수치를 보여 주며, D Type 는 2500~3150Hz 영역에서 높은 결합 손실을 보여 준다. 실제 조건을 기준으로 유사한 지점들에 용접을 한 다음 측정된 결과들을 비교하였다. Fig.4 에서 A 와 B 의 장점을 모두 채용한다면 가장 바람직한 형태의 용접점 즉 최적의 위치를 선정하는 것이 가능하다고 볼 수 있다.

Fig.7 과 같이 실기의 제품을 Fig 4 에서와 같이 용접점을 위치하고, 나머지는 1 대는 A B 형태를 이용한 개선 점을 제작하였다. 그리고 압축기는 참고논문(2)에서 보여 주는 바와 같이 3~4KHz 영역의 소음이 가장 문제가 되므로 이 주파수에서의 최적 점을 선정하였는데 역시 B 형태를 조금 확장시켜서 A 로 접근한 형태에서 실기에서 가장 낮은 소음을 얻었다. 결정된 형태로 용접한 압축기를 종래의 압축기와 비교하여 소음 시험을 한 결과가 Fig.8 이다. 그 결과 고주파 영역에서의 소음이 많이 개선 된 것을 알 수 있었고, 아울러 최적의 용접점의 위치를 판정 할 수 있었다.

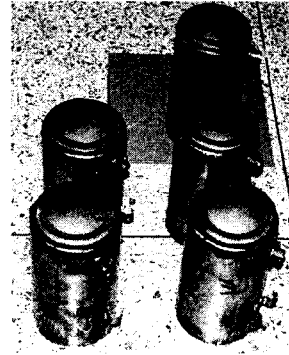


Fig.7 Samples of Fig.4

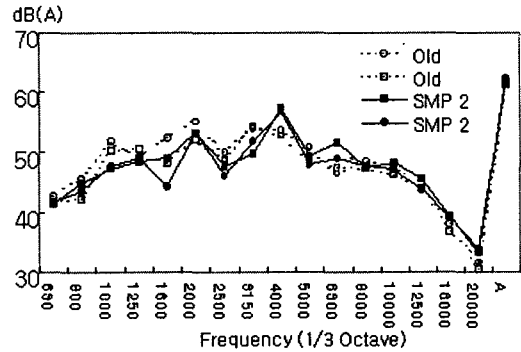


Fig.8 Noise Test Results

4. 결 론

앞에서 설명한 바와 같이 SEA 에 기본을 둔 에너지 전달 관계를 고려한 최적의 용접점 위치를 고려한 실험식을 유도 하였고, 이를 바탕으로 간단한 예제와 실기에 적용시켜서 이 방법의 타당성을 검토하였으며, 실험 결과 만족할 만한 결과를 얻는데 성공하였다.

참고문헌

- (1) Ahn Byoung-Ha. Vibration characteristic of welding point based on the loss factor of rotary compressor. *Int. Compresso Eng. Conference at Purdue*, pp.847-852, 2000..
- (2) Ahn Byoung-Ha. A study on noise identification of compressor based on 2 dimensional complex sound intensity . *Int. Compresso Eng. Conference at Purdue*, 2000
- (3) E.E.Ungar,J.R.Carbonell, "On panel vibration damping due to structural joint" *American Institute of aeronautics and astronautics Journal*, Vol.4 , pp.1385 , 1966
- (4) J.C Sun, E.J.Richards, "Prediction of total loss factors of structures, I: Theory and Experiments" *Journal of Sound and Vibration*, Vol.103, No.1, pp.109-117, 1985.
- (5) M.Hecker , "Measurements of absorption coefficients on plates" *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.34, pp.803-808, 1962