

평판지지 회전기계의 최적마운트 설계

Optimal Mounts Design for a Rotating Machine on a Flexible Plate.

김 준 엽*, 이 시 복**
(Joon Yeop Kim, Si Bok Lee)

요 약

탄성 평판에 왕복압축기를 설치할때의 최적마운트 설계문제를 다루었다. 마운트 부재로 네개의 짧은 중공 고무원통(hollow rubber cylinder)을 사용하여 설계변수로서 고무원통의 두께, 지름, 높이, 그리고 설치위치를 고려한다. 최소 힘 전달율을 주는 최적마운트 매개변수 결정에는 구속 로젠브록법을 이용한다.

ABSTRACT

The optimal mounting system for reciprocating comperssor supported on a flexible plate is designed. Four short hollow rubber cylinders are used as mounting pads, and so the thickness, diameter, height and location of the rubber mounts are considered as design parameters. The optimal mounts parameters, which give the smallest force transmittance, are obtained by Constrained Rosenbrock Method.

I. 서 론

계측기, 기계부품들이 운반차량에 장치되어야 할 경우, 혹은 진동체를 높은 아파트나 사무실 건물에 설치해야 할 경우, 기계성능의 저하, 구조물의 손상, 정밀 계측기의 정밀도 저하, 사람이 느끼는 불

편함 등 여러가지 문제점이 발생할 수 있다.

이러한 경우에 진동원 자체에 대한 직접적인 수정이나 재설계는 어렵거나 비경제적인 경우가 많으므로 마운트를 적절히 사용하여 진동절연을 꾀하는 것이 유리하다

마운트 설계 문제는 설정하는 매개변수(Design Variable)와 목적함수(Object Functon)에 따라 여러 연구가 수행되어 왔다. 보고된 대부분의 연구에서는 고려하고자 하는 시스템의 지지부를 강체로 고려하여 최적 설계를 수행하였다^{1,2} 평판과 같이 유연

*대전기계청

**부산대학교 기계설계공학과

한 바닥위에서의 진동은 Y. C. Das 가³⁾ 질량·스프링 감쇠기로 구성된 사각평판에 대해 해석하였으며 그 이후 J. C. Snowdon 은⁴⁾ 여러 가지 형제(兄)에 따른 원형평판과 사각평판의 강제진동, 그리고 그 평판 위의 부가질량에⁵⁾ 따른 진동을 해석하였다. J. C. Snowdon 은⁷⁾ 단순지지 사각평판위에 동흡진기가 부착되었을 경우 그 동흡진기의 최적 동조비와 감쇠값을 구하였으며, 4 개의 스프링만으로 지지된 진동체에 대한 마운팅 문제를 해석하였다.

한편 일반적인 마운팅 문제에 있어서 방진재료로 고무를 주로 사용하는데 그 이유는 다음과 같다.

첫째, 필요한 동특성을 얻을 수 있도록 제작이 용이하다.

둘째, 생산가격이 저렴하다.

셋째, 설치하는데 좁은 공간만으로도 가능하다.

이러한 이유로 해서 방진을 필요로 하는 계를 고무를 사용해서 방진하는 예는 여러 연구에서 찾아 볼 수 있다.

본 연구에서는 유연성을 고려한 최적설계 문제로 지지부가 강체가 아닌 유연한 평판위에서 진동하는 압축기의 진동절연 문제를 정상상태로 압축기가 가동될때 회전부분의 편심으로 인하여 생기는 진동전달을 최소화하기 위한 마운트의 최적위치와 방진고무의 형상 및 두께를 설계변수로 하고 힘전달율 (Force-transmissibility) 을 목적함수로 하는 최적설계 문제를 다루었다.

II. 시스템 구성 및 동역학적 특성

평판지지 회전기계의 마운트에 관한 최적설계 문

제를 고려하기 위해 먼저 시스템의 각 요소에 대한 모델링을 한 후, 기계적 4 축 매개변수 (Mechanical Four-Input Parameters) 방법⁸⁾을 이용하여 힘전달율을 구한다.

고려대상 시스템으로 요성평판위에 4 개의 방진고무로 지지된 작동 수파수가 60Hz인 냉장고의 압축기를 고려한다. 일반적으로 압축기의 운동은 그림 1에서 1, 2, 3은 각 축의 병진운동이며 4, 5, 6은 각 축에 대한 회전운동이다. 그런데 2, 3 축의 병진운동은 다른 방향의 운동에 비해 무시할 만하다. 또한 회전모드는 그 방향의 외부 가진력이 거의 일어나지 않으므로 실제로는 고려하지 않는 경우가 많다. 따라서 방진 설계시 각각의 모드를 독립 (Decouple) 시키면 해석이 간단해진다.

만약 각 방진재의 초기 길이가 같고 정적하중과 평형될 때 각 방진재의 처짐이 같으면 자연적으로 수직방향의 모드는 다른 방향의 모드에서 독립될 수 있다. 이 연구에서는 압축기의 지지마운트로써 그림 2와 같은 통형 (筒型) 방진고무를 사용한다. 점탄성 재료는 외부에서 응력이 가해질 경우 받은 에너지 중 일부는 탄성에너지로 저장하고 나머지는 발산시켜 버리는 성질을 가진 물질로서 강성과 감쇠성을 함께 가지고 있다.

응력과 변형율의 비는 복소수로 표시되며 다음과 같이 쓸 수 있다⁹⁾.

$$G^* = G(1 + j\delta_c) \tag{2.1}$$

G^* : 복소전단계수 (complex shear modulus)

δ_c : 손실인자

G : 복소전단계수의 실수부

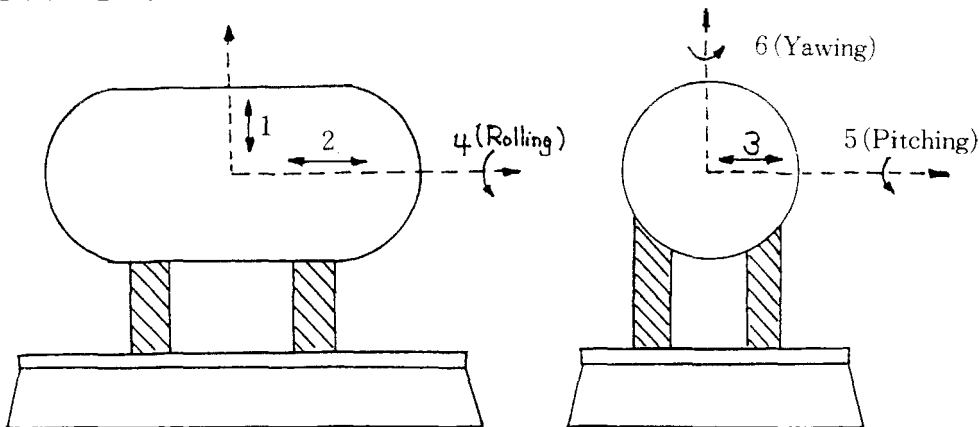


그림 1 탄성 지지된 진동체의 진동 모우드

향관 진동상태의 겉보기 탄성계수(Apparent El-

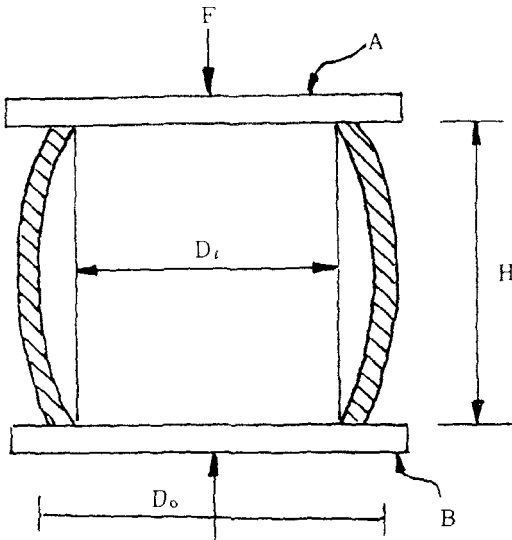


그림 2 동형 고무의 단순변형

astic Modulus)는 그 기하학적 형상에 의해 결정된다.

힘을 받지않는 측면이 변형후에 근사적으로 보물선 형태이고, 집탄성 재료가 비압축성이라는 가정하에 단사해를 구하면 겉보기 탄성계수 E_a 는

$$E_a = E_v (1 + \beta S^2) \tag{2.2}$$

이다.

여기서 β 는 상수이며 단면이 원형 또는 사각형인 경우는 2 이다¹⁶⁾. 그리고 E_v 는 탄성계수 (Youngs Modulus)이며 S 는 형상계수 (Shape Factor)로 힘을 받는 변칙비이다.

그림 2 처럼 중공 (Hollow Cylinder)인 경우 S 는

$$S = \frac{\pi (D_o^2 - D_i^2) / 4}{\pi (D_i + D_o) H} = \frac{R_o \cdot R_i}{2H} \tag{2.3}$$

이다.

점탄성 재료의 탄성계수와 손실인자는 일반적으로 주파수 함수가 된다¹⁶⁾. 그러나 본 연구에서는 압축기의 가진 주파수가 60Hz이며 관심을 갖는 주파수 범위가 0~1000Hz 이므로 전단계수와 손실인자의 값이 주파수에 대해서 거의 일정한 값을 갖는다.

지지판은 다른 길이들에 비해서 상당히 작은 원

일한 두께 h 를 가지므로 고려하는 시스템의 지지판에 대해서도 얇은 판 (Thin Plate) 이론이 적용될 수 있다.

III. 시스템 수학적 모델

그림 3에서 보는 것과 같이 해석하고자 하는 진동계로 질량 M_c 인 압축기의 내부에서 회전부분의 편심량에 의한 F_c 라는 가진력을 받아 진동하는 시스템을 고려한다.

그림 3에서 M_c 는 압축기의 질량, P 는 방진고무의 위치, k 는 길이의 차원을 갖는 적당한 상수로서 통형 방진고무에 대해서는 $k = A(1 + 2S)H$ 로 표시된다¹⁶⁾. 그리고 G^* 는 복소전단탄성계수로 $G^* = G(1 - j\delta_c)$ 로 표시되며 “~”는 시간에 따라 점현파로 변환을 나타낸다.

방진고무는 평판의 중심에 대해 대칭으로 위치한다고 가정하여 해석상 평판을 단순지지 (Simple Support)로 간주한다.

먼저 시스템 전체의 힘전달율을 구하고 다음 이러한 전달율을 최소화하는 방진고무의 최적위치와 형상계수 및 두께를 결정하는 최적설계 문제를 고려한다. 본 연구에서는 전달율을 구하기 위해 기계적 4 극 매개 변수법을 적용한다.

그림 4에서 $\vec{F}_0, \vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3$ 와 $\vec{V}_0, \vec{V}_1, \vec{V}_2, \vec{V}_3$ 는 각 성분들의 힘과 속도 성분이다. 이 시스템에서 전달율 T 는

$$T = \left| \frac{\vec{F}_3}{\vec{F}_0} \right|^2 \tag{2.4}$$

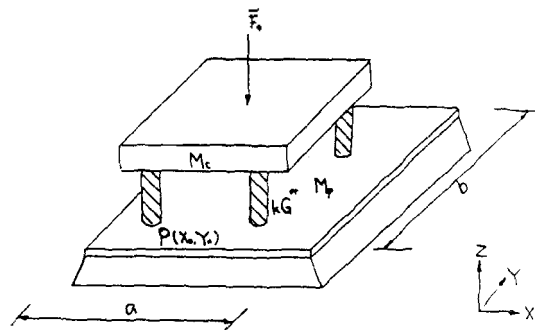


그림 3 단순화된 시스템 모형

로 표시할 수 있다. 그런데 \tilde{F}_0 와 \tilde{F}_3 를 4극 매개변수로 나타내면

$$\tilde{F}_0 = S_{11} \tilde{F}_3 + S_{12} \tilde{V}_3 \quad (2.5)$$

$$\tilde{V}_0 = S_{21} \tilde{F}_3 + S_{22} \tilde{V}_3 \quad (2.6)$$

(2.5), (2.6)을 (2.4)에 대입하면

$$T = \left| \frac{\tilde{F}_3}{S_{11} \tilde{F}_3 + S_{12} \tilde{V}_3} \right| = \left| \frac{Z_T}{S_{11} Z_T + S_{12}} \right| \quad (2.7)$$

여기서 S_{11} , S_{12} , S_{21} , S_{22} 를 시스템의 4극 매개변수라 하며 $Z_T (= \tilde{F}_3 / \tilde{V}_3)$ 는 평판지지부의 가진점 임피던스(Driving-Point Impedance)이다. 전달율 T 를 구하기 위해서 각 성분들의 매개변수를 구한 다음 직렬 연결법칙에 따라 시스템 전체의 매개변수¹⁴⁾를 구한다.

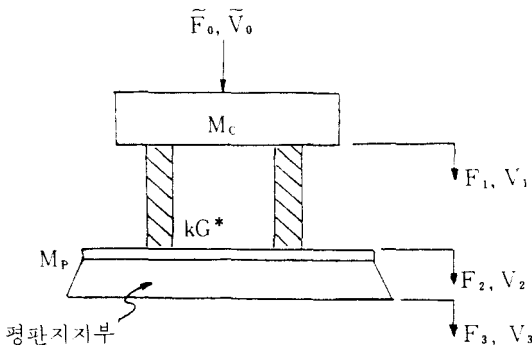


그림 4 시스템의 4극

III-1. 질량과 절연재의 매개변수

그림 5의 (a), (b)에서 각각 뉴우톤 제 2법칙과 후크의 법칙에 따라 다음 같이 쓸 수 있다.

(1) 질량 M 의 4극 매개변수

$$\tilde{F}_0 = \tilde{F}_1 + j\omega M \tilde{V}_1 \quad (2.8)$$

$$\tilde{V}_0 = \tilde{V}_1 \quad (2.9)$$

식 (2.8)과 (2.9)를 (2.5), (2.6)과 비교하면

$$\alpha_{11} = 1, \alpha_{12} = j\omega M, \alpha_{21} = 0, \alpha_{22} = 1 \quad (2.10)$$

(2) 절연재 kG^* 의 4극 매개변수

$$\tilde{F}_1 = F_2 \quad (2.11)$$

$$\tilde{V}_1 = \frac{j\omega}{kG^*} \tilde{V}_2 \quad (2.12)$$

식 (2.11), (2.12)를 (2.5), (2.6)과 비교하면

$$\alpha_{11} = 1, \alpha_{12} = 0, \alpha_{21} = \frac{j\omega}{kG^*}, \alpha_{22} = 1$$

그런데 절연재 4개가 병렬로 접속되어 있으므로

$$\alpha_{11}'' = 1, \alpha_{12}'' = 0, \alpha_{21}'' = \frac{j\omega}{4kG^*}, \alpha_{22}'' = 1 \quad (2.13)$$

이다.

(3) 질량 M 과 절연재 kG^* 의 직렬연결

그림 6의 시스템에 대한 4극 매개변수의 진동 응답을 행렬형태로 표시하면

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_0 \\ \tilde{V}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} \\ \beta_{21} & \beta_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \tilde{F}_2 \\ \tilde{V}_2 \end{bmatrix}$$

여기서

$$\begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} \\ \beta_{21} & \beta_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{11}'' & \alpha_{12}'' \\ \alpha_{21}'' & \alpha_{22}'' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\omega^2 M_c}{4kG^*} + j\omega h c \\ \frac{j\omega}{4kG^*} & 1 \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

III-2. 평판의 4극 매개변수

평판의 4극 매개변수를 구하기 위해 평판위의 우

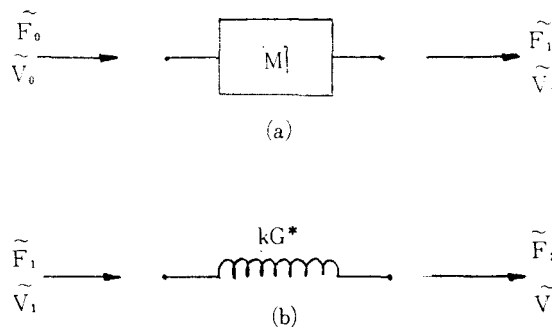


그림 5 질량과 진동절연체의 4극계

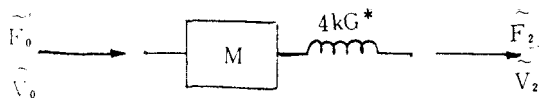


그림 6 질량과 진동결연체의 직렬연결

의의 점 $P(X_0, Y_0)$ 에서 가진력 \vec{F}_2 를 받는 경우를 고려한다.

그림 7에서 외력 \vec{F}_2 를 받는 내부감쇠가 있는 얇은 평판(Thin Plate)의 운동방정식은

$$D \Delta^2 W + \rho h \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = \vec{F}_2$$

여기서 W : 평판의 처짐량

ρ : 평판의 밀도

h : 평판의 두께

D : 평판의 굽힘강성

이다.

외력 \vec{F}_2 가 $P(X_0, Y_0)$ 에 작용할 때 \vec{F}_2 는 다음과 같이 다이라크 델타함수(Dirac Delta Function)로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\vec{F}_2 = P_0 \delta(X - X_0) \delta(Y - Y_0) e^{j\omega t} \quad (2.16)$$

다음으로 외력 \vec{F}_2 를 받는 경우 평판전체의 반력 \vec{F}_3 를 구해보면,

① 평판의 모서리에서의 분포하중, V_x, V_y

$$\begin{aligned} V_x &= \left(Q_x - \frac{\partial M_{xy}}{\partial Y} \right)_{x=0} \\ &= \sum_m \sum_n \frac{8D\pi^2 P_0 W_{mn}(X_0, Y_0)}{na\rho h (W_{mn}^2 - \omega^2)} \\ &\quad \left(\frac{m^2}{a^2} + (2-\nu) \frac{mn^2}{ab^2} \right) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.17)$$

여기서 Q_x 는 전단력 M_{xy} 는 굽힘모멘트를 나타낸다.

$$\begin{aligned} V_y &= \sum_m \sum_n \frac{8D\pi^2 P_0 W_{mn}(X_0, Y_0)}{mb\rho h (W_{mn}^2 - \omega^2)} \\ &\quad \left(\frac{n^2}{b^2} + (2-\nu) \frac{m^2 n}{a^2 b} \right) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.18)$$

② 평판의 구석에서의 집중하중, R

$$R = 2 (M_{xy})_{x=y=0}$$

$$\begin{aligned} &= 2D(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 W}{\partial X \partial Y} \right)_{x=y=0} \\ &= \sum_m \sum_n \frac{8D(1-\nu) P_0 W_{mn}^4(X_0, Y_0)}{\rho h ab (W_{mn}^2 - \omega^2)} \\ &\quad \left(\frac{mn}{ab} \pi^2 \right) e^{j\omega t} \end{aligned} \quad (2.19)$$

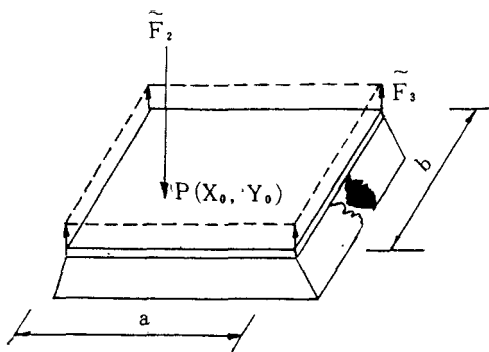


그림 7 단순지지 4 각평판

식(2.17), (2.18), (2.19)에서 평판에 작용하는 전체반력 \vec{F}_3 는

$$\vec{F}_3 = 2 (V_x + V_y) - 4R \quad (2.20)$$

로 나타낼 수 있다.

따라서

$$\begin{aligned} \vec{F}_3 &= \sum_m \sum_n \frac{16P_0 W_{mn}(X_0, Y_0) D\pi^2 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)}{mn \rho h (W_{mn}^2 - \omega^2)} e^{j\omega t} \\ &\quad (2.21) \end{aligned}$$

이다. 그런데 평판의 고유진동수 ω 을 다음과 같이 나타내면,

$$\omega_{mn}^2 = \frac{D\pi^4}{\rho h} \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right) = \frac{D}{\rho h} n_{mn}^4 \quad (2.22)$$

이다. 여기서

$$D = Eh r_g^2 / (1 - \nu^2)$$

$$b = \mu a$$

$$n_{mn}^4 = \pi^4 \left(\frac{m^2}{a^2} + \frac{n^2}{b^2} \right)^2$$

$$r_g^2 = h^2 / 12 : \text{plate의 관성반경}$$

그러므로 식(2.21)의 \vec{F}_3 는

$$\tilde{F}_2 = \sum_m \sum_n \frac{16(\beta^*)^4 P_p W_{mn}(X_0, Y_0)}{\pi^2 mn \lambda^*} e^{j\omega t} \quad (2.23)$$

여기서

$$\beta^* = \left(\frac{n m n a}{n^* a} \right) = \frac{\pi [m^2 + (n/\mu)^2]^{1/2}}{(p+jq)}$$

$$p = \left[\frac{1}{2\sqrt{D_E}} + \frac{(1+D_E)^{1/2}}{2\sqrt{2} D_E} \right]^{1/2}$$

$$q = -na \left[\frac{1}{2\sqrt{D_E}} - \frac{(1+D_E)^{1/2}}{2\sqrt{2} D_E} \right]^{1/2}$$

$$D_E = (1 + \delta_E^2)^{1/2}$$

$$\lambda^* = [(\beta^*)^4 - 1]$$

이다. 식(2.16)과 식(2.23)으로 부터 구하고자 하는 임의위치 $P(X_0, Y_0)$ 에서 외력 \tilde{F}_2 를 받는 단순 지지 평판의 전달율 T_p 는

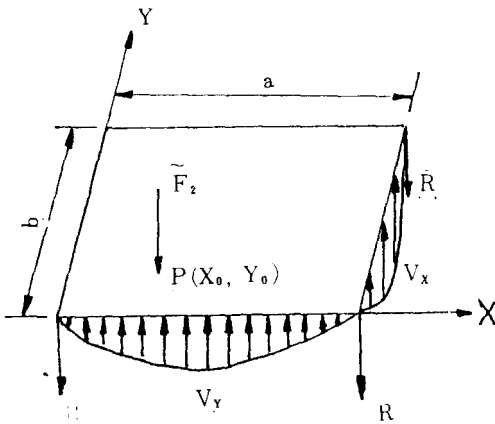


그림 8 임의집중력 \tilde{F}_2 을 받는 단순 지지 4각 평판

$$T_p = \left| \frac{\tilde{F}_2}{\tilde{F}_2} \right| = \left| \sum_m \sum_n \frac{16(\beta^*)^4 W_{mn}(X_0, Y_0)}{\pi^2 mn \lambda^*} \right| \quad (2.24)$$

이다. 그리고 평판의 가진점 임피던스 Z_p 는

$$Z_p = \frac{-\tilde{F}_2}{j\omega W_{mn}(X_0, Y_0)} \quad (2.25)$$

이다. 식(2.25)의 양변을 $j\omega M_p$ 로 나누어,

$$\frac{Z_p}{j\omega M_p} = \left[-\sum_m \sum_n \left(\frac{4}{\lambda^*} \right)^4 \right]^{-1} \quad (2.26)$$

으로 표시된다.

식(2.24)와 (2.26)을 이용하여 평판진동에 대한 4극 매개변수를 구해보면

$$T_p = \left| \frac{\tilde{F}_2}{\tilde{F}_2} \right| = \left| \frac{Z_T}{r_{11} Z_T + r_{12}} \right| \quad (2.27)$$

그런데 단순지지 경우 전달임피던스, $Z_T = \infty$ ($\because V_2 = 0$) 이므로 T_p 는 다음과 같다.

$$T_p = \left| \frac{1}{r_{11}} \right| \quad (2.28)$$

식(2.24)와 (2.28)에서

$$r_{11} = \left[\sum_m \sum_n \frac{16(\beta^*)^4 W_{mn}(X_0, Y_0)}{\pi^2 mn \lambda^*} \right]^{-1} = (r^*)^{-1}$$

또한 Z_p 를 4극 매개변수로 표시하면

$$Z_p = \frac{-\tilde{F}_2}{j\omega W_{mn}(X_0, Y_0)} = \frac{r_{11} Z_T + r_{12}}{r_{21} Z_T + r_{22}} = \frac{r_{11}}{r_{21}} \quad (2.29)$$

이다. 식(2.26)과 (2.29)를 비교하면

$$r_{21} = \frac{-A^*}{j\omega M_p} \cdot \frac{1}{r^*}$$

여기서

$$r^* = \sum_m \sum_n \frac{16(\beta^*)^4 W_{mn}(X_0, Y_0)}{\pi^2 mn \lambda^*}$$

$$A^* = \sum_m \sum_n \frac{4W_{mn}^2(X_0, Y_0)}{\lambda^*}$$

β^* 와 λ^* 는 식(2.23)에 정의된 것과 동일하다.

III-3. 시스템의 전달함수

앞의 III-1과 III-2에서 구한 각 성분들의 매개변수를 얻어냄으로써 전달함수를 구하고자 한다.

먼저 시스템의 매개변수를 $S_{11}, S_{12}, S_{21}, S_{22}$ 라면

$$\begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{11}'' & \alpha_{12}'' \\ \alpha_{21}'' & \alpha_{22}'' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} \\ r_{21} & r_{22} \end{bmatrix} \quad (2.30)$$

식(2.30)에 앞에서 구한 각 성분들의 값을 대입하여 정리하면

$$\left. \begin{matrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{matrix} \right\} = \left[\begin{matrix} \left(1 - \frac{\omega^2 M_c}{4kG^*} \right) r_{11} + j\omega M_c r_{21} \\ - \frac{j\omega}{4kG^*} r_{11} + r_{21} \\ \left(1 - \frac{\omega^2 M_c}{4kG^*} \right) r_{12} + j\omega M_c r_{22} \\ - \frac{j\omega}{4kG^*} r_{12} + r_{22} \end{matrix} \right] \quad (2.31)$$

이다. 그러므로 전달함수 T는 $Z_r = \infty$ 임을 고려하면

$$T = \left| \frac{Z_r}{S_{11} Z_r + S_{12}} \right| = \left| \frac{1}{S_{11}} \right| \quad (2.32)$$

이다. 식(2.31)의 S_{11} 을 대입하면

$$T = \left| \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2 M_c}{4kG^*} \right) r_{11} + j\omega M_c r_{21}} \right|$$

$$= \left| \frac{r^*}{\left(1 - \frac{\omega^2 M_c}{4kG^*} \right) - r \Lambda^*} \right|$$

여기서 $r = M_c / M_r$

IV. 마운트의 최적설계

IV-1. 목적함수의 설정

그동안 자동차 엔진의 마운트 최적설계에 있어서 여러가지 방법으로 목적함수를 설정한 연구들이 발표되었다. (2, 11)

여기서는 압축기가 정상상태로 운전될때 회전편심량으로 발생하는 가진력에 대한 지지평판에 전달되는 힘의 비, 즉 힘전달율을 목적함수(ϕ_0)로 설정하였다. 그리고 설계변수로서 방진고무의 위치인 X, Y와 형상계수 S, 두께 T를 택하였으며 각 설계변수들은 압축기가 정착되는 기하학적 조건에 따라 상한 및 하한의 경계값을 제한조건으로 갖는다. 설정된 최적화 문제를 수식화하면 다음과 같다.

$$\phi_0 = \text{minimize } T_w \quad (2.34)$$

제한조건

$$\begin{aligned} X_L &\leq X \leq X_U \\ Y_L &\leq Y \leq Y_U \\ S_L &\leq S \leq S_U \\ T_L &\leq T \leq T_U \end{aligned} \quad (2.35)$$

T_w ; 작동회전수에서 전달율

X_L, Y_L, S_L, T_L ; 설계변수들의 하한값

X_U, Y_U, S_U, T_U ; 설계변수들의 상한값

IV-2. 설계변수의 설정

압축기 지지시스템의 동적특성을 개선시키기 위한 재설계에 있어서 고무 마운트의 설치위치와 형상계수 두께에 관한 4개의 설계변수를 택하여 마운트를 재설계하였다. 설계변수 벡터 {V}는 다음과 같이 정의되며,

$$\{V\} = \{X, Y, S, T\}$$

각 설계변수들의 초기치 및 제약조건은 표 1과 같고 시뮬레이션을 위한 입력 데이터는 표 2와 같다.

표 1 설계 변수 값

설계 변수	단위	하한	초기값	상한
X	mm	13.75	117.5	221.25
Y	mm	13.75	58.75	110.63
S	mm	0.081	0.0517	0.1835
T	mm	3	3	10.75

대부분 설계는 주어진 제한 조건을 만족하면서 최적결과를 얻으려는 것이 목적이다.

대부분의 최적화 문제는 여러 개의 국부 최적값(Local Optimal Value)을 가지므로 제한조건 내의 여러 초기점에 대한 계산을 반복하는 것이 중요하다.

다변수 비선형(Multivariable Nonlinear Function)의 최적설계 문제를 푸는 방법에는 여러가지가 있다.

본 연구에서는 전달율이 이중급수의 형태로 나타남으로 목적함수에 대한 미분이 어렵기 때문에 미분의 필요가 없으며 단지 함수값 자체만의 비교로

표 2. 최적화된 시스템 매개변수값

매개변수	단위	값
a(판 가로길이)	mm	470
b(판 세로길이)	mm	235
μ (b/a)		0.5
δ_g (판 손실계수)		0.01
E(판 강성계수) (강)	N/m ²	2×10^{11}
t(판 두께)	mm	1.2
M _p (판 질량)	kg	0.3
R _i (고무 내경)	mm	10.75
R _o (고무 외경)	mm	13.75
X _o (고무 위치)	mm	117.5
Y _o (고무 위치)	mm	58.75
G(고무전단계수) (천연고무(NR))	N/m ²	4.8×10^8
δ_g (고무손실계수)		0.0
M _c (폼프레스 질량)	kg	5.6
T(고무 두께)	mm	3
H(고무 높이)	mm	29

최적값을 찾는 간단하고 편리한 방법인 Hill-Algorithm을 사용하여 CYBER 180-830 컴퓨터로 수행되었다.

그림 9에서는 마운트의 고유진동수뿐만 아니라 전체적인 주파수 범위에서 힘전달율의 감수는 거의 일어나지 않지만 고주파수영역에서 나타나는 평판의 특정모드[(3, 1), (1, 3), (3, 3)]가 나타나지 않으므로 마운트의 설치 위치가 고주파수영역에서 상당히 좋은 효과가 있음을 볼 수 있다.

그림 10에서는 마운트 형상과 두께의 변화는 마운트 고유진동수에서 전달율을 61% 감소시키며 고주파수영역에서도 힘전달율이 반 이상으로 감소되었다.

그림 11에서처럼 모든 매개변수들을 동시에 변화시키면 마운트 고유진동수에서 전달율은 59% 감소되며 그리고 고주파수영역에서 나타나는 평판의 특정모드[(3, 1), (1, 3), (3, 3)]가 나타나지 않으며 고주파수영역에서도 힘전달율이 상당히 감소하였다.

표 3. 지지위치 최적화 결과

(경우 1)

출력변수	단위	초기값	최적값
X	mm	117.5	156.51
Y	mm	58.75	78.25

전달율	초기값	최적화값
가진 진동수	6.9×10^{-2}	3×10^{-2}
마운트고유진동수	9.8×10	8.4×10

표 4. 절연체 형상매개변수 최적화 결과(경우 2)

출력변수	단위	초기값	최적값
S(H)	mm	0.0517(29)	0.084(32.44)
T	mm	3	5.45

전달율	초기값	최적화값
가진진동수	6.9×10^{-2}	4×10^{-2}
마운트고유진동수	9.8×10	3.82×10

V. 결과 및 고찰

최적문제를 해결하기 위해 다음 3가지 경우, 즉
 경우 1 : 방진고무의 설치위치(X, Y)의 변화
 경우 2 : 방진고무의 형상계수(S)와 두께(T)의 변화
 경우 3 : 경우 1과 경우 2의 모든 매개변수의 변화(X, Y, S, T)으로 나누어 고려한다.

이 최적문제는 FORTRAN IV와 CYER 180-830으로 수행하였다. 그리고 결과 중 경우 1에서는 마운트 고유진동수에서 전달율의 감소가 거의 일어나지 않지만 경우 2, 3에서는 형상계수가 마운트의 고유진동수에 직접적인 영향을 미치므로 힘 전달율이 50% 이상 감소되지 않는 결과는 고려하지 않았다.

경우 1에서는 마운트 위치가 (117.5, 58.75) 에서 (156.51, 78.25)로 변화되었으며 그 결과 작동회전수에서의 힘전달율은 6.9×10^{-2} 에서 3×10^{-2} 로 감소되었으며 마운트 고유진동수에서의 힘전달율은 9.8×10 에서 8.4×10 으로 감소되었다.

경우 2에서는 마운트의 형상계수와 두께는 각각 0.0517에서 0.074, 3에서 5.45로 변화되었으며 그 결과, 작동회전수에서의 힘전달율은 6.9×10^{-2} 에서 4×10^{-2} 로 감소되었으며 마운트 고유진동수에서의 힘전달율은 9.8×10 에서 3.8×10 으로 61% 감소하였다.

경우 3에서는 마운트의 위치는 (117.5, 58.75)에서 (155.1, 77.6)으로 형상계수는 0.0517에서 0.0813으로 두께는 3에서 5.2로 변화되었으며 그 결과, 작동회전수에서의 힘전달율은 6.9×10^{-2} 에서 3×10^{-2} 으로 감소되었으며, 마운트 고유진동수에서의 힘전달율은 9.8×10 에서 4.01×10 으로 59% 감소되었다.

압축기의 가진수파수는 60Hz이지만 비선형성과 고주파수영역에서 60Hz에 대한 하모닉(Harmonic)의 영향을 나타낼 수 있으므로 고주파수영역에서의 영향을 살펴보기 위해 그림 9~그림 11을 고찰하면 아래와 같은 결과를 얻는다.

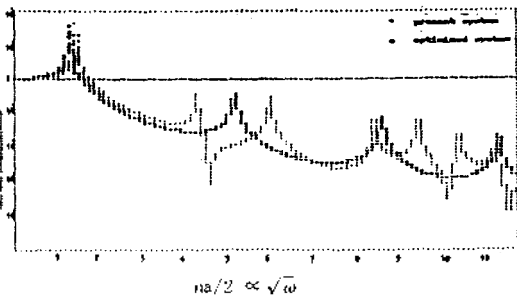


그림 9 최적화전 및 지위치 최적화후 전달율

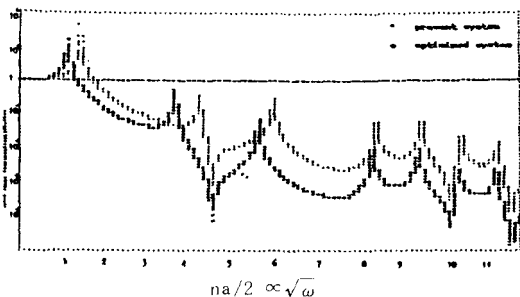


그림 10 최적화전 및 형상 최적화후 전달율

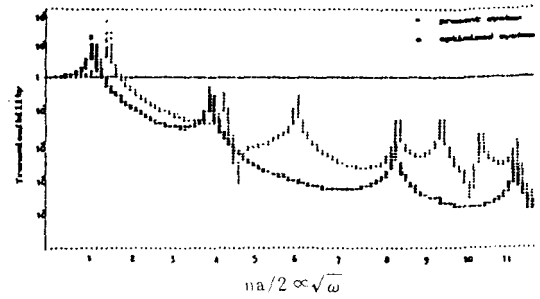


그림 11 최적화전 및 복합최적화후 전달율

표 5 복합 최적화(경우 3)

출 변수	단위	초기값	최적값
X	mm	117.5	155.1
Y	mm	58.75	77.6
S(H)	(mm)	0.0517(29)	0.0813(31.9)
T	mm	3	5.2

전달율	초기값	최적화값
가진 진동수	6.9×10^{-2}	3×10^{-2}
마운트 고유진동수	9.8×10^{-2}	4.01×10^{-2}

VI. 결 론

평판위에서 진동하는 압축기의 전달율과 이에 영향을 미치는 방진고무의 위치와 형상등 관련 변수의 상관 관계를 규명함으로써 시스템 특성을 파악하였으며 이의 최적설계를 위하여 직접 탐색법(Direct Search Method) 중 구속로젠브록법(Constrained Rosenbrock Method)를 이용하여 압축기의 작동 진동수와 마운트 고유진동수에서 허용되는 전달율을 만족시키는 최적위치 형상계수 및 두께를 찾았다.

사용된 프로그램에 의해 최적 마운트가 장착되었을 경우와 기존 마운트를 비교하면 다음과 같다.

1) 압축기의 작동회전수에서의 전달율은 아주 작은

값으로 나타났지만 마운트 고유진동수에서 가질 수 있는 전달율을 나타냄으로 최적설계한바 의 60% 이상의 전달율의 감소효과를 얻을 수 있었다.

- 2: 동일한 압축기에 대해서도 방진고무의 설치위치에 따라 전달특성이 다르게 나타나므로 현명한 위치선정이 방진효과를 얻는데 도움이 된다.
- 3: 방진고무 설계시 진동특성에 대하여 고려해야 할 것은 방진고무 형상에서 자유표면을 넓게하여 진동에너지가 많이 흡수할 수 있고 고유진동수를 낮게하여 고주파수에서 전달율을 낮추면서 고감도의 재질을 택하여야 한다.

본 연구에서 얻어진 압축기에 대한 최적 문제는 압축기뿐만 아니라 일반 회전기계에 대한 방진계설계에도 사용될 수 있다.

참 고 문 헌

1. James E. Benard, John M. Starkey, "Engine Mount Optimization", SAE paper, No.830237.
2. 이세철, "가변기동화 엔진의 마운트 최적 설계", 한국과학기술원, 1985.
3. Y.C. Das, "Vibration of a Rectangular Plate with Concentrated Mass, Spring, and Dashpot", J. of Applied Mechanics.
4. J.C. Snowdon, "Forced Vibration of Internally Damped Circular Plates with Supported and Free Boundaries" J. of the Acoustic. Soc. Amer. 47, 882-891, 1970 .
5. J.C. Snowdon, J. Acoust, Soc. Am. 50, 846-858, 1971 .

6. J.C. Snowdon, J. Acoust, Soc. Am. 56, 1177-1184, 1974
7. J.C. Snowdon J. Acoust. Soc. Am 57, 646-654, 1975 .
8. 정해연, "가변기동화에 따른 소형 디젤엔진의 진동특성 연구" 한국과학기술원 생산공학과 석사논문, 1984.
9. Clark J. Racliffe, Mar N. Pickleman, Charles E. Spiekerman & Donald S. Hine, "Simulation of Engine Idle Shake Vibration", SAE paper, No. 830259.
10. C.E. Spiekerman, C.J. Radcliffe, E.D. Goodman, "Optimal Design and Simulation of Vibration Isolation System", SAE paper, 1984.
11. R. Racca, St, "How to select Power-train Isolators for Good Performance and Long Service Life", SAE paper, No.82109.
12. Yonezawa T. & Kato J. "The Research of Vibration Isolation for Small-Size Engine for Ships", Internal Combustion Engine, Vol.22, No.263, 1983.
13. Tohara, H. et al. 防振고무, 일본 전도차량 공약회, 1975.
14. 박윤근, "디젤엔진의 진동 절연체계에 관한 연구" 한국과학기술원연구보고서, 1983.
15. J.K. Baker Vibration Isolation, Oxford University Press, 1975.
16. J.C. Snowdon, Vibration and shock in Damped Mechanical Systems; John Wiley & Sons, Inc. New York, London, 1968.
17. Stephen P. Timosenko & S. Woinowsky Krieger, theory of Plates and Shelles; McGraw-Hill.
18. Rudolph Szilard, Theory and Analysis of Plates, Printice Hall, 1974.

▲김 준 업 1963년 12월 7일생
 1985년 2월 부산대학교 기계공학과 졸업
 1987년 2월 부산대학교 대학원 기계공학과 졸업
 1987년 3월 대전기계장 연구원 1987년 3월~현재

▲이 시 복 1954년 1월 3일생
 1977년 2월 서울대학교 기계공학과 졸업
 1979년 2월 한국과학기술원 생산공학과 졸업
 1979년 3월~1980년 3월 부산대학교 기계설계공학과 조교
 1980년 4월~1983년 3월 부산대학교 기계설계공학과 전임강사
 1983년 4월~1988년 3월 부산대학교 기계설계공학과 조교수
 1988년 4월~현재 부산대학교 기계설계공학과 부교수

