

# 파워흐름 개념을 이용한 진동 절연법 Power Flow Approach in Vibration Isolations

이호정\*·김광준\*\*

Ho-Jung Lee·Kwang-Joon Kim

**Key Words :** Power Flow(파워흐름), 1-Degree of Freedom Vibration Isolation(1 자유도 진동절연), Multi-Dimensional Vibration Isolation(다차원 진동 절연)

## ABSTRACT

A single degree of freedom system and transmissibility are key concepts in many problems of vibration isolation. In order to apply this approach, however, several assumptions must be satisfied, which are often not realistic. In this paper, an approach using vibration power flow is introduced to deal with vibration isolations in a more practical way. Procedures of this approach and some results of research are presented. Difficulties in this method are also discussed.

## 1. 서 론

가진부-절연부-수진부로 이루어진 진동절연계의 해석에 있어서, 가진부와 수진부가 강제이고 한 연결점에서 한 방향으로만 관심을 가지고 있다면, 힘이나 속도의 전달률로써 용이하게 절연요소의 성능을 평가할 수 있다. 그러나, 실제 진동절연계에서의 기계구조물(가진부)은 여러 개의 마운트(절연요소)에 의해 기초구조물(수진부)에 설치될 뿐만 아니라, 고주파 영역에서의 가진부, 수진부의 탄성 그리고 각 구조물내에서 연결점들 사이의 연성(전달특성)을 무시하기 힘들다. 이와 같은 경우, 한 지점과 한 방향만을 고려한 전달률만으로써 진동 절연 성능을 평가하는 것은 부적절하기 때문에, 다차원 해석도입이 필요하게 된다.

파워흐름 진동절연법은, 다중 연결점 및 다자유도 고려가 필요한 경우, 절연 성능 평가 및 진동 전달 경로의 기여도 분석에 용이하게 적용될 수 있다. 이 기법은 다중점/다자유도 사이의 연성까지 고려하며, 단위 시간당 에너지 전달관점에서 절연계에서의 진동파워흐름의 크기 및 방향 분석까지 가능케 한다.

진동파워흐름을 통한 다차원 절연계 해석은 과거 계측상의 제약으로 인해 이론적 접근에 주로 머물렀으나, 최근 계측 및 신호처리 기술의 발달로 많은 현실적 응용 노력이 이루어져 오고 있다. 연구 초기 단계에서는 다중점/다자유도 계에서의 계

측적 복잡성으로 인해 여전히 많은 연구가 단일점 가진 또는 다중점 가진시 병진 변형에만 초점을 두어 진행되어 왔다. 이때 간과되어 온 회전 변형항 기여도의 중요성은 비교적 최근에야 여러 문헌에서 이론적 해석 및 단순 모형 대상 실험을 통해 논의되어 왔다[1~7].

Petersson 과 Yap 은 반무한 보와 평판을 이용해, 고주파 영역에서의 회전 변형항 기여도 증가를 이론적 해석과 일부 실험을 통해 보였으며, 가진점 위치가 평판의 경계조건이나 불연속면 부근일 경우 저주파 영역에서도 중요하다고 논하고 있다[2~4]. Koh 는 모멘트 가진과 속도 응답사이의 연성항에 의한 진동파워 상쇄 효과를 이용해 구조물로 전달되는 진동파워를 저감하고자 하였다[5]. 그러나 기존 연구들에서는 구조물의 단일점에 작용하는 힘과 모멘트만을 고려하고 있을 뿐, 보다 실제 상황에 가까운 다중점 연결시 발생하는 전달 회전 변형항들의 기여도를 논의하지 못하고 있는 실정이다[1~8]. 점차적으로, 고주파 영역에서 회전 변형항에 의해 전달되는 진동파워의 기여도가 증가한다는 사실은 널리 알려지게 되었으나, 진동파워 접근법을 실제 계에 적용할 경우에는 여러 제약으로 인해 여전히 회전 변형항이 무시되고 있다[9~12].

본 논문에서는 진동파워 접근법을 이용한 다차원 진동절연계 성능 평가시 필요한 계의 모형화 과정과 현실적 제약으로 인한 세 가지 근사화 방법에 대해 소개하고, 실험시 행하는 몇 가지 단순화 과정과 이에 따른 오차들을 간단한 계의 모사 실험과 에어컨용 실외기 압축기 계의 실험 결과를 이용해 논하고자 한다.

\* 한국과학기술원 기계공학과

\*\* 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : kjkim@kaist.ac.kr

Tel : (042) 869-3024, Fax : (042) 869-8220

## 2. 1 자유도 계 진동절연기법 및 문제점

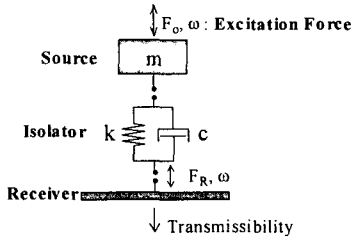


Fig. 1 Single DOF model

가진부-절연부-수진부로 이루어진 절연계는 여러가지 가정하에 Fig. 1 과 같이 1 자유도 계 모형으로 나타내어 그 특성을 간단히 묘사할 수 있으며 이 때 얻어지는 전달률은 Fig. 2 와 같다. 효과적 절연성능 향상을 위한 기본적 절연요소 설계 방향은 계의 고유진동수를 가진 주파수보다 가능한 한 낮은 주파수 영역으로 위치시키면서 고유진동수에서의 진폭을 줄이기 위하여 감쇠비를 적절히 선정하는 것이다. 그러나, 흔히, 실제 진동 절연계에서는 가진부와 수신부가 여러 개의 절연 요소에 의해 연결되어 있고, 가진 주파수가 하나가 아니고 여러 개가 되면서 기본 공진주파수보다 매우 높은 주파수 범위까지 절연 특성을 향상시킬 필요가 있게 되는데, 이 경우 고주파 영역에서의 가진부 및 수신부의 탄성 영향과 여러 연결점 사이의 연성효과를 무시하기 힘들다. 즉, 보다 현실적 진동 절연 성능을 평가하기 위해서는 1 자유도를 넘어서는 다차원 해석 도입이 필수적이다.

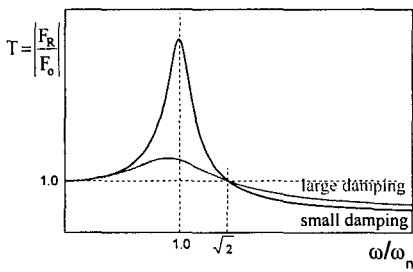


Fig. 2 Transmissibility

## 3. 다차원 진동절연기법

다중점 연결부에서 다자유도를 고려하여 Fig. 3 으로 표현할 수 있는 다차원 진동절연계의 경우, 전체 계의 특성은 세 개의 부분 계(가진부, 절연부, 수신부) 동특성을 이용하여 묘사할 수 있다.

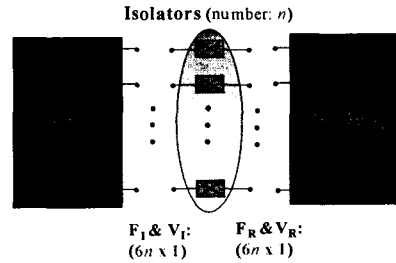


Fig. 3 Multi-dimensional model

가진부 가진력은 여러 가지 요인에 의해 여러 가지 형태로 발생하기 때문에, 실제로 이의 정확한 크기나 발생 위치 등을 측정하거나 규명하기는 아주 힘들다. 이 경우, 식(1)과 식(2)로 정의되는 차단 가진력(Blocked Force)  $F_s$  와 임피던스  $Z_s$  를 이용하여 가진부를 모형화할 수 있다[13].

$$F_s = F_I |_{V_I=0} \quad (1)$$

$$Z_s^k = F_I^k / V_I^k, \text{ where } V_s^j = 0 \text{ for } j \neq k \quad (2)$$

그리고 이들 사이에는 식(3)의 관계식이 성립한다.

$$F_I = F_s - Z_s V_I \quad (3)$$

여기서 연결점이  $n$  개이며, 각 연결점에서 6 자유도 변형을 고려한다면  $F_s, F_I, V_I$  는  $6n \times 1$  벡터이고 가진부 임피던스  $Z_s$  는  $6n \times 6n$  행렬이다.

절연요소는 그 특성을 4 단자 정수(4-Pole Parameter)를 이용하여 식(4)와 같이 나타낼 수 있다[14].

$$\begin{Bmatrix} F_I \\ V_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_R \\ V_R \end{Bmatrix} \quad (4)$$

여기서 각 4 단자 정수 행렬은 식(5-a~d)와 같이 정의된다.

$$F_I = A F_R |_{V_R=0}, \text{ A: Force Transmissibility matrix}$$

$$F_I = B V_R |_{F_R=0}, \text{ B: Transfer Impedance matrix}$$

$$V_I = C F_R |_{V_R=0}, \text{ C: Transfer Mobility matrix}$$

$$V_I = D V_R |_{F_R=0}, \text{ D: Velocity Transmissibility matrix}$$

$$(5-a, b, c, d)$$

절연요소들의 질량을 무시할 수 있는 경우에는 식(4)에서  $F_I = F_R$  이므로 식(6)과 같이 간략화된다. 여기서  $I$  는 단위 행렬을 의미한다.

$$A = I; B = 0; D = I \quad (6-a, b, c)$$

수진부의 동특성은 모빌리티 행렬  $Y_R$  을 이용하여

식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{V}_R = \mathbf{Y}_R \mathbf{F}_R \quad (7)$$

전달률 행렬  $\mathbf{T}$ 를 식(8)과 같이 수진부로 전달되는 힘 벡터  $\mathbf{F}_R$  과 차단 가진력  $\mathbf{F}_S$ 를 이용하여 정의하자.

$$\mathbf{F}_R = \mathbf{T} \mathbf{F}_S \quad (8)$$

여기서 전달률 행렬  $\mathbf{T}$ 는 1 자유도 계에서의 전달률과 달리  $\mathbf{F}_R$  과  $\mathbf{F}_S$ 를 동시에 측정하여 얻을 수 있는 양은 아니다. 행렬  $\mathbf{T}$ 는 절연요소 유무에 따라 두 가지로 정의되는데, 절연요소없이 가진부를 수진부에 직접 설치한 경우의 전달률 행렬  $\mathbf{T}_N$ 은 다음과 같이 가진부 임피던스와 수진부 모빌리티로 구성된다.

$$\mathbf{T}_N = [\mathbf{I} + \mathbf{Z}_S \mathbf{Y}_R]^{-1} \quad (9)$$

그리고 절연요소를 설치한 경우의 전달률 행렬  $\mathbf{T}_I$ 는 가진부 및 수진부 구조물 특성과 함께 절연요소 특성으로 구성되며 다음과 같다.

$$\mathbf{T}_I = [\mathbf{A} + \mathbf{B} \mathbf{Y}_R + \mathbf{Z}_S [\mathbf{C} + \mathbf{D} \mathbf{Y}_R]]^{-1} \quad (10)$$

위의 전달률과 함께, 연결점에서 수진부로 전달되는 힘을 이용해 절연요소의 성능을 평가할 수 있다. 식(11)은 힘 절연효율  $E_F$  (Force isolation effectiveness)의 정의를 나타내고 있는데, 연결점에서 수진부로 전달되는 힘의 절연요소 유무에 따른 비를 의미한다.

$$\mathbf{F}_R^{N(\text{on-isolated})} = \mathbf{E}_F \mathbf{F}_R^{I(\text{isolated})} \quad (11)$$

여기서 식 (8)-(11)을 이용하면 힘 절연효율  $E_F$ 는 식(12)와 같이 바꾸어 쓸 수 있다.

$$\mathbf{E}_F = \mathbf{T}_N \mathbf{T}_I^{-1} = [\mathbf{I} + \mathbf{Z}_S \mathbf{Y}_R]^{-1} [\mathbf{A} + \mathbf{B} \mathbf{Y}_R + \mathbf{Z}_S [\mathbf{C} + \mathbf{D} \mathbf{Y}_R]] \quad (12)$$

이 힘 절연효율  $E_F$ 도 위에 소개된 전달률  $\mathbf{T}$ 와 함께  $6n \times 6n$  행렬로서, 그 크기 특성을 표현하기 위해서는 행렬식(Determinant) 또는 정규값(Norm) 등을 이용할 수 있으나, 이 값들은 1 자유도 계의 경우처럼 물리적인 의미 파악이 쉽지는 않은 문제점을 지니고 있다.

절연요소의 질량이 무시할 만한 경우에는 식(5)의  $\mathbf{A}$ ,  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{D}$  행렬은 식(6-a, b, c)과 같이 표현되며 이 때의 전달률 행렬  $\mathbf{T}_I$ 은 식(13)과 같이 표현된다.

$$\mathbf{T}_I = [\mathbf{I} + \mathbf{Z}_S [\mathbf{C} + \mathbf{Y}_R]]^{-1}. \quad (13)$$

## 4. 파워흐름의 개념 및 진동절연에의 응용

### 4.1 파워흐름의 개념

기초구조물로 단일 지점을 통해 전달되는 진동 파워는 단위 시간당 행해지는 일의 양으로서 식(14-a, b)와 같이 해당 가진점에서 작용하는 힘(모멘트)와 그에 따른 응답인 선속도(각속도)의 곱으로 정의된다.

$$P = \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} F_0 \sin(\omega t) \cdot V_0 \sin(\omega t + \phi) dt = \frac{1}{2} F_0 V_0 \cos \phi \quad (14-a)$$

$$P(\omega) = \text{Re}[G_{FV}(\omega)], \quad (14-b)$$

여기서 식(14-a, b)는 각각 단순 조화 신호와 불규칙 신호에 대한 진동파워이며 단위는 watt 및 watt/Hz 이다.

다중 연결점에서 기초구조물로 전달되는 진동 파워는 단일 연결점에서의 개념을 확대하여 적용할 수 있다.  $n$  개의 연결점이 존재하고, 각 연결점에서 6 자유도 변형을 고려할 때 기초구조물로 전달되는 전체 진동파워는 식(15)와 같이 표현된다.

$$P_R(\omega) = \text{Re}\{\mathbf{F}_R^H(\omega) \mathbf{V}_R(\omega)\} = \text{Re}\left\{\sum_{i=1}^{6n} F_i^*(\omega) V_i(\omega)\right\} \quad (15)$$

여기서  $\mathbf{F}_R$ ,  $\mathbf{V}_R$ 은 기초구조물 연결점에서의 힘과 모멘트, 선속도와 각속도로 구성된  $6n \times 1$  벡터들이다.

식(15)로 정의되는 수진부 전달 진동파워는, 실제 운전 조건하에서 힘과 속도를 동시에 측정하는 것이 어려울 경우, 식(16)과 같이 가진부, 수진부, 절연부 등, 부분 계의 구조적 동특성을 이용해서 얻을 수 있다. 즉 1) 운전 중 수진부 연결점에서의 전달력을 측정하고 기초구조물의 모빌리티를 이용하여 계산하던가, 2) 운전중 연결부 속도를 측정하고 수진부의 임피던스를 이용하여 계산하던가, 혹은 3) 가진부 차단가진력과 모든 부분계의 동특성을 이용하던가 함으로써 얻을 수 있다. 특히 식(16-c)에서 마지막 경우 각 부분계의 변화 발생시, 변화된 부분 계의 동특성을 가지고도 수진부로 전달되는 진동파워를 추정할 수

있는 특성을 가지고 있다.

$$\begin{aligned} P_R &= \text{Re}\{F_R^H Y_R F_R\} = \text{Re}\{V_R^H Z_R^H V_R\} \\ &= \text{Re}\{F_R^H V_R\} = \text{Re}\{F_S^H T^H Y_R T F_S\} \end{aligned} \quad (16-a, b, c,$$

d)

여기서 전달률 행렬  $T$ 는 식(9)와 식(10)과 같이 정의된다.

## 4.2 진동절연계의 응용

다차원 진동절연계에서 절연요소의 성능을 평가하는 방법으로서 식(11)과 식(12)의 힘 절연효율행렬  $E_f$ 를 사용할 수 있지만, 앞서 언급했듯이 그 크기는 여러가지 방법으로 계산될 수 있고 또한 각각의 물리적 의미를 어떻게 평가하는 것이 적절한지에 대한 문제가 존재한다.

한편, 식(15) 혹은 (16)의 진동파워는 단위시간당 수신부로 전달되는 에너지 흐름으로서, 수신부에서 발생하는 진동뿐만 아니라 소음(음향방사) 크기와도 연결되는 양이 된다. 즉, 수신부의 소음진동 크기를 총량적으로 나타내는 물리량으로 간주할 수 있다. 따라서, 진동절연성능 평가인자로서 파워흐름을 사용하여 효율을 식(17)과 같이 정의하면, 이는 수신부 소음진동의 총량적 절연 특성이 된다.

$$\begin{aligned} E_p &= \frac{P_R|_{T=T_N}}{P_R|_{T=T_I}} = \frac{\text{Re}\{F_R^H V_R\}|_{T=T_N}}{\text{Re}\{F_R^H V_R\}|_{T=T_I}} \\ &= \frac{\text{Re}\{F_R^H Y_R F_R\}|_{T=T_N}}{\text{Re}\{F_R^H Y_R F_R\}|_{T=T_I}} = \frac{\text{Re}\{V_R^H Z_R^H V_R\}|_{T=T_N}}{\text{Re}\{V_R^H Z_R^H V_R\}|_{T=T_I}} \quad (17) \\ &= \frac{\text{Re}\{F_S^H T_N^H Y_R T_N F_S\}}{\text{Re}\{F_S^H T_I^H Y_R T_I F_S\}} \end{aligned}$$

진동파워 절연효율은 절연요소 설치 여부에 따른 수신부로 전달되는 진동파워의 비로서 그 크기가 클수록 절연효율이 좋다는 것을 의미한다. 진동파워 및 이에 기초를 둔 절연효율은 실수 양이기 때문에 전달력에 의한 전달률과 힘 절연효율이 복소수 행렬양임에 비하여 개념적으로도 매우 이해하기 쉽고, 더욱 식(12)에 보인 바와 같은 역행렬 계산이 불필요한 장점도 있다.

## 5. 연구 사례 및 문제점

지금까지 가진부 및 수신부의 유연성(탄성)과 다중 연결점/다자유도 사이의 연성을 반영할 수 있는 다차원 진동절연 모형을 논하였으며, 질량 효과를 포함하여 절연요소를 일반적으로 다룰 수 있도록 그 특성을 4 단자 정수로 모형화하였다. 그리고 기존의 힘이나 속도를 이용한 절연효율 평가의 한계를 극복하기 위하여 진동파워 절연효율을 제안하였다. 본 장에서는 이러한 사항들과 관련된 몇가지 연구 결과와 함께, 각 연결점에서 회전 변형에 의해 전달되는 진동파워량의 근사화시 발생하는 문제에 대하여, 모사실험과 에어컨용 압축기 계를 대상으로한 실험 결과를 바탕으로, 논하고자 한다.

### 5.1 진동파워 근사 추정법에 따른 회전 변형항의 영향

수신부로 전달되는 진동파워는 식(16-a, b, c)와 같이 세 가지 식을 통해 이상적으로는 동일하게 얻을 수 있다. 그러나 현실적으로 회전항의 계측은 현재 상용기술수준으로 쉽지 않은 것이 사실이므로, 자주 회전 변형항(모멘트, 각속도)을 무시하게 되는데, 이 경우 식(16-a, b, c)의 어느 것을 이용하여 근사화 하느냐에 따라 서로 다른 오차가 발생하게 된다. 이 문제를 본 원고에서는 2 점 지지 진동절연계 모형의 모사실험을 통해 접근하였다.

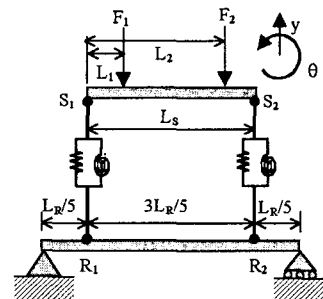


Fig. 4 Dynamic model of beamlike source - isolator - beamlike receiver structure with two-point connections

Fig. 4에 보인 바와 같이, 두 연결점에서 힘과 모멘트가 동시에 전달되는 것을 고려하기 위하여, 병진 및 회전 스프링을 도입하였다. 가진부와 수신부는 유연성을 감안하여 탄성보로 모형화하였고 수신부는 양 끝단이 단순 지지된 것으로 가정하였다. 가진부와 수신부의 밀도( $\rho$ ), Young's Modulus( $E$ ), 손실계수( $\eta$ )는 각각  $7850 \text{ kg/m}^3$ ,  $203 \text{ Gpa}$

0.005 이다. 그리고 가진부와 수신부의 단면 관성 모멘트( $I$ )는 각각  $0.333 \times 10^{-10} \text{ m}^4$ ,  $2.667 \times 10^{-10} \text{ m}^4$  이며, 길이는 각각 0.3m, 0.5m 이다. 절연부는 질량이 없는 병진변형 스프링( $k$ )과 회전변형 스프링( $k_r$ )의 병렬로 이루어져 있으며, 각각  $300(1+j0.12)\text{kN/m}$ ,  $1.626(1+j0.12)\text{kNm/rad}$ 의 복소강성계수값을 가진다. 가진력은 가진부 두 지점  $L_1 = 0.2L_s$ ,  $L_2 = 0.8L_s$ 에서 수직방향으로  $F_1$ ,  $F_2$ 가 작용하도록 하였다. 수신부 두 지점으로 전달되는 힘  $F_R$ 과 속도  $V_R$ 은 식(18-a, b)와 같이  $4 \times 1$ 행 벡터들로 표현된다.

$$F_R = [F_{R1} \ F_{R2} \ M_{R1}(\equiv F_{R3}) \ M_{R2}(\equiv F_{R4})]^T \quad (18-a)$$

$$V_R = [V_{R1} \ V_{R2} \ \Omega_{R1}(\equiv V_{R3}) \ \Omega_{R2}(\equiv V_{R4})]^T \quad (18-b)$$

회전항을 포함시키지 못할 경우의 진동과 위 근사 계산 방법은 식 (16-a, b, c)로부터 다음과 같이 세가지 경우로 구분할 수 있는데,

1) 힘 측정 근사법(Translational force approach): 운전 조건하 수직 방향 힘을 측정하고 수신부 모빌리티를 이용하는 경우

2) 속도 측정 근사법(Translational velocity approach): 운전 조건하 수직 방향 선속도와 수신부 임피던스를 이용하는 경우

3) 힘/속도 측정 근사법(Translational force and velocity approach): 운전 조건하 수직 방향의 힘과 선속도를 모두 측정하는 경우

이들은 본 예제의 경우 각각 식(19-a, b, c)와 같이 수식적으로 표현될 수 있다[15,16].

$$P_{RI} = \text{Re}\{F_{RT}^H Y_R F_{RT}\} = \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j F_{Ri}^* Y_{Rij} F_{Rj}\right\} \quad (19-a)$$

$$P_{RVI} = \text{Re}\{V_{RT}^H Z_R V_{RT}\} = \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j V_{Ri}^* Z_{Rij} V_{Rj}\right\} \quad (19-b)$$

$$P_{RIV} = \text{Re}\{F_{RT}^H V_{RT}\} = \text{Re}\left\{\sum_i \sum_j F_{Ri}^* Y_{Rij} V_{Rj}\right\} \quad (19-c)$$

여기서  $F_{RT}$ ,  $V_{RT}$ 는 식(18-a, b)에서 회전 변형항(모멘트, 각속도)를 무시한, 즉, 0으로 취한 힘, 속도 벡터이다.

Fig. 5는 가진부 두 지점에 같은 크기 및 방향의 힘이 가해지는 중심점 면대칭 가진의 경우를 대상으로 힘 측정 근사 추정법과 속도 측정 근사 추정법을 이용해 계산한 진동과 위와 참값을 보이고 있다. 그 결과, 두 가지 근사법 결과와 참값 모두, 전체 계의 고유 진동수 32, 118, 306, 460,

900, 950Hz에서 피크를 보이고 있으며, 특히 면대칭 모드(32, 306, 950Hz, Fig. 6 참조)에서 파워 전달량이 타 모드에 비하여 상대적으로 큰 것과 회전 변형 무시에 따라 진동과 위 추정에 일반적으로 과소평가 오차가 발생한다는 사실을 관찰할 수 있었다. 한편, 오차 정도를 계의 특성과 관련지어 분석하기 위해 수신부의 변형 형상을 검토하였다.

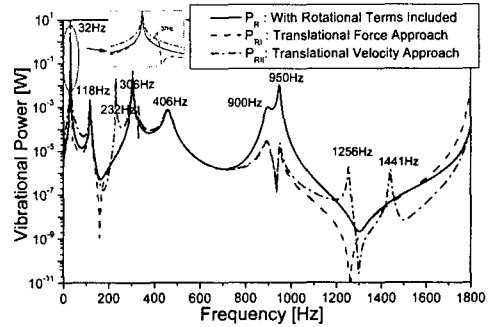


Fig. 5 Spectrum of vibrational power approximated by translational force approach and translational velocity approach for even mode excitations at source beam

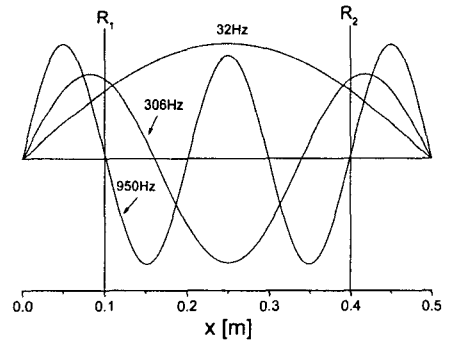


Fig. 6 Symmetric deflection shapes of receiver beam at 32, 306 and 950 Hz for even mode excitations at source beam

Fig. 6은, 주위의 다른 모드보다 상대적으로 큰 진동과 위를 전달하고 있는, 32, 306, 950Hz에서의 수신부의 변형 형상을 나타내고 있다. 여기서  $R_1$ 과  $R_2$ 는 가진부와 수신부의 연결점 위치를 의미한다. Fig. 5를 Fig. 6과 관련지어 연결점에서의 병진변형과 회전변형이 진동과 위 전달에 미치는 기여도 관점에서 살펴보자. 연결점이 절점으로부터 멀리 떨어진 32Hz와 306Hz의 오차에 비하여 연결점이 절점과 거의 일치하는 950Hz에서의 과소평가 오차가 매우 큰데, 이는 후자의 경우 진동과 위가 주로 회전변형에 의하여 발생하고 있는데 이를 힘 측정 근사 추정법에서 무시하고 병진 변형항만으로 계산하였기 때문이다. 한편,

306Hz 에서는 약간의 과대 평가 오차가 발생하고 있는데, 이는 연결점에서 병진변형 부호와 회전변형 부호가 반대이면서 진동파위가 상쇄되고 있음에도 불구하고 회전변형항을 무시하여 계산한 때문으로 판단된다.

모사 실험 결과 나타난 왜곡된 피크 37, 232, 332, 1256, 1441Hz 는 수신부의 공진 혹은 반공진 주파수와 일치하며, 이러한 피크들은 자유도별 진동파위들을 모두 합할 경우 즉 회전항을 무시하지 않고 포함시킬 경우에는 상쇄되어서 나타나지 않게 되나, 병진 변형만으로 진동파위를 근사화하기 때문에 나타나는 현상이다. 여기서 반공진 주파수는 임피던스 행렬 요소에서 피크가 발생하는 주파수를 의미한다.

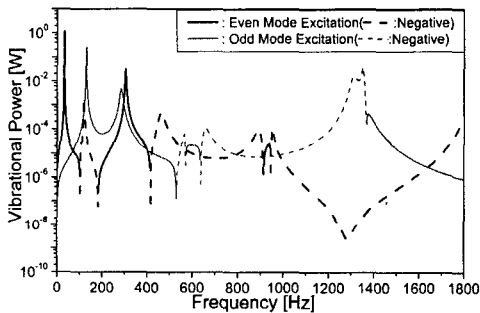


Fig. 7 Spectrum of vibrational power approximated by translational force and velocity approach for even and odd mode excitations at source beam

Fig. 7 은 운전조건하에서 수직 방향 힘과 병진속도를 모두 직접 측정하여 근사화하는 식 (19-c) 에 의한 계산 결과이다. 이 경우, 병진 변형만에 의해 전달되는 진동파위와 병진 변형과 회전 변형의 연성에 의해 전달되는 진동파위 중 일부도 진동파위 계산에 포함된다. Fig. 7 은 Fig. 6 에서의 과소 혹은 과대 평가오차 이외에 파워흐름의 방향에도(음의 진동파위) 오차가 발생함을 보여주고 있는데, 이는 병진과 회전의 연성항에 의해 전달되는 진동파위의 상쇄 효과가 매우 크기 때문으로 생각된다. 따라서 수직 방향의 힘과 병진 속도의 직접적 측정에 의해 진동파위를 추정할 경우, 진동파위의 크기뿐만 아니라 방향에도 오차가 나타날 수 있음을 보이고 있다.

## 5.2 에어컨용 압축기 계에의 진동파위 접근법 적용

본 절에서는 실제 진동절연계를 대상으로 진동

파위를 도입하여 진동 전달 경로별 기여도 분석을 하고자 하며, 이와 함께 회전 변형에 의해 전달되는 진동파위의 기여도를 실험적으로 검토하고자 한다.

실험 대상으로 선정한 다차원 진동절연계는 에어컨 실외기용 압축기 계이다. 압축기 진동은, Fig 8 에서와 같이, 세 가지 구조적 경로를 통해 실외기 샤프트로 전달된다고 가정할 수 있는데, 본 연구에서는 이 세 경로별 기여도 분석을 하고자 한다. 본 실험에서 고려한 주요 전달 경로는 압축기 지지부(Compressor Mounting), 흡입 파이프(Suction Pipe), 토출 파이프(Discharge Pipe) 등이다.

각 연결점에서 실제 3 축 방향의 병진 변형과 3 축에 대한 회전 변형의 6 자유도 운동이 존재하겠으나, 비틀림진동 및 두 방향 전단 변형은 그 측정이 매우 어려우므로, 본 연구에서는 전달 진동파위 추정시 Fig. 9 와 같이 수직 방향의 병진 변형과 베이스위에서의 2 축에 대한 회전(굽힘) 변형만을 포함시켰다. 흡입 파이프와 토출 파이프에서 샤프트 구조물로 전달되는 진동파위 측정의 경우도 각 연결점에서 한 방향의 병진 변형(x 축)과 두 축에 대한 회전(굽힘) 변형(y 축, z 축)을 포함시켰다.

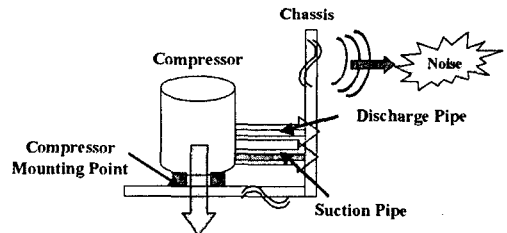


Fig. 8 Major vibrational power transmission paths in compressor system mounted in outdoor unit of air conditioner

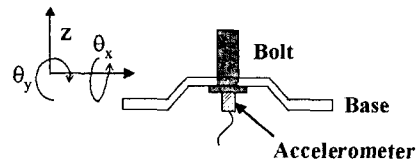


Fig. 9 One translational and two rotational DOF's for vibrational power approximation through each compressor mounting point

수신부로 전달되는 진동파위는 식(16-b)에 보면 바와 같이 운전조건하에서 수신부 연결점에서의 속도를 측정한 후 별도로 측정한 수신부 임피던스를 이용하여 계산하였다. 압축기는 세 개의 마운트에서 실외기 샤프트의 베이스(Base)와 연결되어 있다. 따라서 총 5 개 지점에서 샤프트로 전달되는 진동파위를 측정하게 되며, 각 연결점에서

3 자유도를 고려하기 때문에 수신부 연결점에서의 속도  $V_R$  은 식(20)과 같이  $15 \times 1$  벡터로 정의된다.

$$V_R = \begin{bmatrix} V_{1z} & V_{2z} & V_{3z} & V_{sx} & V_{dx} \\ \Omega_{1x} & \Omega_{2x} & \Omega_{3x} & \Omega_{sy} & \Omega_{dy} \\ \Omega_{1y} & \Omega_{2y} & \Omega_{3y} & \Omega_{sz} & \Omega_{dz} \end{bmatrix}^T, \quad (20)$$

여기서 아래첨자  $i, i=1, 2, 3$ , 는  $i$  번째 압축기 마운트를 의미하며,  $s$  는 흡입 밸브,  $d$  는 토출 밸브를 의미한다. 그리고, 선속도( $V$ )에서의  $z(x)$  는  $z(x)$  축 병진 방향을 의미하며, 각속도( $\Omega$ )에서의  $x(y, z)$  는  $x(y, z)$  축 회전 방향을 의미한다. 샤시 임피던스 행렬은  $15 \times 15$  로 나타나며, 실제 실험시에는 컴프레서를 탈거한 샤시를 대상으로 모빌리티 행렬을 얻은 후 역행렬을 취해서 사용하였다.

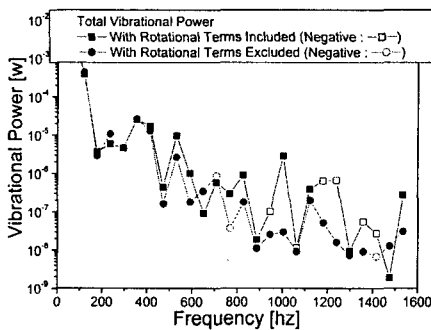


Fig. 10 Total vibrational power from compressor to chassis with rotational terms included/excluded

Fig. 10 은 연결점에서의 회전변형 포함여부에 따른 전체진동파워를 보여주고 있다. 만약 진동파워가 음인 일부 주파수를 제외하고 양의 값을 보이는 주파수 구간만을 살펴본다면, 400Hz 이상 주파수 구간에서 회전 변형을 무시할 경우, 진동파워는 주파수가 증가할수록 과소 평가(Underestimation)되며, 주파수 증가에 따라 그 과소평가 양이 증가하는 사실을 관찰할 수 있다. 이상적으로 압축기에서 샤시로 전달되는 모든 진동전달 경로를 고려하여 진동파워를 계산하였다면, 가진원에서 수신부로 전달되는 전체진동파워는 항상 양의 값을 가져야 한다. Fig. 10 은 각 연결점에서 병진변형외에 두 가지 회전변형을 고려하였음에도 불구하고 음의 파워흐름 주파수 구간을 보이고 있다. 이에 대한 정확한 이유는 알 수 없지만, 각 연결점에서 포함시키지 못한 두 가지 병진변형과 한 가지 회전변형을 들 수도 있겠고, 연결상태를 점으로 가정하여 파워를 계산하고 있지만

실제로는 면 접촉이라는 사실도 들 수 있겠다. 한편, 운전조건하에 진동을 측정하게되는 지점은 실제 연결 점과 완전히 일치할 수 없다는 점도 오차의 발생요인일 것으로 판단되고, 수신부의 임피던스 행렬을 모빌리티 행렬의 역행렬계산으로 구하게 되는데 이 경우 특이치점에서 오차증폭 현상이 발생할 수도 있다. 이러한 여러가지 이유로 인해 고주파 구간 몇 곳에서 음의 진동파워 계산 결과가 나온 것으로 추정된다.

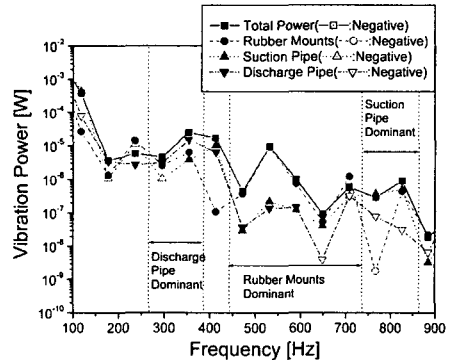


Fig. 11 Vibrational power flow from compressor to chassis structure via 3 major paths; compressor mounting points, suction pipe and discharge pipe

Fig. 11 은 세 가지 전달 경로를 통해 압축기로부터 실외기 샤시로 전달되는 진동파워의 기여도를 분석한 결과이다. 267-383Hz 구간에서는 토출 파이프가 진동파워 전달의 주요 경로이며, 443-737Hz 에서는 압축기 지지부, 738-855Hz 에서는 흡입 파이프가 지배적인 경로로 나타났다. 가진부에서 수신부로 전달되는 모든 진동전달 경로를 고려할 경우 전체 진동파워는 물리적으로 항상 양의 값을 가져야 하지만, 어느 한 경로의 파워흐름은 음의 값을 가질 수 있다. 예로서, 767Hz 구간의 진동파워 흐름을 자세히 살펴보면, 흡입 파이프를 통해 진동파워가 지배적으로 샤시로(양의 파워흐름) 전달되며, 전달된 진동파워중 일부는 흡입 파이프와 압축기 지지부를 통해 압축기로(음의 파워흐름) 다시 전달되는 것을 알 수 있다. 하지만 샤시로 전달된 전체 진동파워는 항상 양의 값을 나타내고 있다. 이는 진동파워 접근법이 다중점에서 연결되어 있는 계에서 진동 전달 경로들 사이의 에너지 흐름을 해석하고, 효율적인 절연 방법을 구현하는데 효율적이라는 사실을 보여주는 것이다.

## 6. 결론

진동파워 도입으로 인해 다차원(다중점/다자유

도) 진동절연계의 성능 평가 및 진동 전달 경로들의 기여도 분석이 용이하게 수행할 수 있음을 논하였다. 이 기법은 다중점/다자유도 사이의 연성 효과와 절연계 연결점들 사이의 에너지 흐름 및 방향 분석에도 용이하게 적용될 수 있음을 관찰할 수 있었다. 그리고, 그동안 측정 기술의 제한으로 간과되어 온 회전 변형항의 영향에 대해 모사 실험과 압축기 계를 대상으로한 실험을 통해 논하였다.

모사 실험 결과, 진동과워 접근법 적용시 회전 변형을 무시할 경우, 근사화 방법에 따라 상이한 왜곡 현상이 발생함을 관찰하였으며 이들에 대한 결론은 다음과 같다. 수진부 연결점에서의 힘과 수진부 모빌리티를 이용할 경우, 항상 양의 진동과워 값을 보이는 하지만 수진부 고유진동수에서 피크가 과소 평가되는 경향이 있고 그 정도는 변형형상에 따라 다르다. 그리고, 수진부 연결점에서의 속도와 수진부 임피던스를 이용할 경우, 수진부의 반공진 주파수에서 왜곡된 피크가 발생할 수 있다. 반면 수진부 연결점에서의 힘과 속도를 이용하여 진동과워를 계산할 경우, 힘 가진 과 각속도 응답 사이 연성항의 진동과워 상쇄 효과로 인해 음의 과워 구간이 발생할 수 있다.

에어컨 실외기 압축기 계의 진동 전달 기여도 분석에 진동과워 접근법을 도입하여 주파수별로 어느 경로가 중요한 역할을 하는지 쉽게 파악할 수 있음을 보였고, 중요한 결과중 하나로서 고주파로 갈수록 회전 변형항에 의한 진동과워의 기여도가 크다는 사실을 확인함으로써 고주파 진동절연이 소음저감에 직접 관련될 수 있음을 보였다.

## 참 고 문 헌

(1) Goyder, H.G.D., and White, R.G., 1980, "Vibrational Power Flow Machines into Built Up Structures, Part III: Power Flow Through Isolation Systems," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.68, No.1, pp.97~117.  
 (2) Petersson, B.A.T., 1993, "Structural Acoustic Power Transmission by Point Moment and Force Excitation, Part I: Beam- and Frame-like Structures," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.160, No.1, pp.43~66.

(3) Petersson, B.A.T., 1993, "Structural Acoustic Power Transmission by Point Moment and Force Excitation, Part II: Plate-like Structures," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.160, No.1, pp.67~91.

(4) Yap, S.H., and Gibbs, B.M., 1999, "Structure-borne Sound Transmission from Machines in Buildings, Part 2: Indirect Measurement of Force and Moment at the Machine-Receiver Interface of a Single Point Connected System by a Reciprocal Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.222, No.1, pp.99~113.

(5) Koh, Y.K., and White, R.G., 1996, "Analysis and Control of Vibrational Power Transmission to Machinery Supporting Structures Subjected to a Multi-Excitation System, Part III: Vibrational Power Cancellation and Control Experiments," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.196, No.4, pp.509~522.

(6) Sanderson, M.A., 1996, "Vibration Isolation: Moments and Rotations Included," *Journal of Sound and Vibration*, Vol.198, No.2, pp.171~191.

(7) Lee, H.-J., and Kim, K.-J., 2000, "A Study of the Effects of Rotational Terms in the Power Transmission through Vibration Isolation Systems on Beam-like Structures," *International Journal of Acoustics and Vibration*, Vol.5, No.3, pp.127~134.

(8) 이호정, 1999, 다차원 진동절연계 과워 전달 해석 시의 음의 과워 현상에 관한 연구, 한국과학기술원, 석사학위논문

(9) Jacobsen, F., and Ohlrich, M., 1986, *Vibrational Power Transmission from Multi-point Mounted Machinery to Supporting Structure*, The Acoustics Laboratory, Technical University of Denmark, Report No.35.

(10) 이영빈, 1998, 탄성 기초부 위에 있는 다점지지 마운트계의 진동절연기법연구 및 콤프레셔계에의 응용, 한국과학기술원, 석사학위논문

(11) Lee, S.K., Park, K.S., Lee, M.S., Rho, K.R., and Sim, J.S., 2001, "Vibrational Power Flow and Its Application to a Passenger Car for Identification of Vibration Transmission Path," *SAE Noise & Vibration Conference & Exposition*, SAE 2001-01-1451, Traverse City, Michigan, USA.

(12) 선정욱, 1999, 효과적인 구조물 동특성 변경에 의한 진동과워 전달 저감에 관한 연구, 한국과학기술원, 석사학위논문

(13) Harris, C.M., and Crede, C.E., 1998, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill, 3rd Ed.

(14) 박송배, 1991, 회로이론, 문운당

(15) Lee, H.J., and Kim, K.J., 2004, "Multi-Dimensional Vibration Power Flow Analysis of Compressor System Mounted in Outdoor Unit of an Air Conditioner," *Journal of Sound and Vibration*, Vol 272, Issues 3-5, pp.607~625.

(16) 이호정, 2004, 진동과워 접근법에 의한 다차원 진동절연계 성능 평가시의 회전 변형항과 실험 오차의 영향, 한국과학기술원, 박사학위논문