

회전 변형항을 고려한 진동파워 전달 경로별 기여도 분석 : 압축기 계에의 응용

Vibrational Power Path Analysis with Rotational Terms Included and Its Application to Compressor System

이 호 정* · 김 광 준†

Ho-Jung Lee and Kwang-Joon Kim

(2004년 10월 1일 접수 : 2005년 2월 22일 심사완료)

Key Words : Vibrational Power(진동파워), 1-Degree of Freedom Vibration Isolation(1자유도 진동절연), Multi-dimensional Vibration Isolation(다차원 진동 절연), Vibration Path Analysis(기여도 분석)

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. For examples, in practical systems, vibration transmissions at multi-point with multi-degree of freedom(translational and rotational DOF) take place and mobilities or impedances of receiver structures cannot be ignored any more especially over high frequency range. Therefore, a multi-dimensional treatment is required for accurate estimation of dynamic behavior of the system. In this paper, an approach using vibrational power flow is introduced to deal with analysis of multi-dimensional vibration isolation system in a more practical way and in aspects of vibration isolations and vibration path analysis. Procedures of this approach and some results of research for vibrational power path analysis with rotational terms included are presented. Difficulties in this method are also discussed.

1. 서 론

가진부-절연부-수진부로 이루어진 진동절연계의 해석에 있어서, 가진부와 수진부가 강체이고 한 연결점에서 한 방향으로만 관심을 가지고 있다면, 힘이나 속도의 전달률으로써 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 각구조물내

에서 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.

진동파워 접근법은, 다중 연결점 및 다자유도 고려가 필요한 경우, 절연 성능평가 및 진동 전달경로의 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.

진동파워법을 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 단계

† 책임저자 : 정희원, 한국과학기술원 기계공학과
E-mail : kjkim@kaist.ac.kr
Tel : (042) 869-3024, Fax : (042) 869-8220
* 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

에서는 다중점/다자유도 계에서의 계측적 복잡성으로 인해 여전히 많은 연구가 단일점 가진 또는 다중점 가진시 병진 변형에만 초점을 두어 진행되어 왔다. 이때 간과되어 온 회전 변형항 기여도의 중요성은 비교적 최근야 여러 문헌에서 이론적 해석 및 단순 모형 대상실험을 통해 논의되어 왔다.^(1~7)

Petersson과 Yap은 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) Koh는 모멘트 가진과 속도 응답사이의 연성항에 의한 진동과위 상쇄 효과를 이용해 구조물로 전달되는 진동과위를 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 진동과위의 기여도가 증가한다는 사실은 널리 알려지게 되었으나, 진동과위 접근법을 실제 계에 적용할 경우에는 여러 제약으로 인해 여전히 회전 변형항이 무시되고 있다.^(9~12)

이 논문에서는 다차원 진동절연계의 절연요소 성능 평가 및 진동 전달경로별 기여도 분석에 진동과위를 도입하여 관련된 계의 모형화 과정과 필요한 수식들을 소개하고자 한다. 이 과정에서 실험시 행해지는 회전항(모멘트, 각속도) 무시가 진동과위 도입 결과에 미치는 영향을, 세 가지 근사화 방법을 통해 소개하고, 간단한 계의 모사실험을 통해 논하고자 한다. 그리고 에어컨 실외기 압축기 계의 진동과위 전달 경로별 기여도 분석 시험 결과를 통해, 회전 변형항 무시가 기여도 해석 결과에 미치는 영향에 대해서도 논하고자 한다.

2. 다차원 진동절연기법

다중점 연결부에서 다자유도를 고려하여 Fig. 1로 표현할 수 있는 다차원 진동절연계의 경우, 전체 계의 특성은 세 개의 부분 계(가진부, 절연부, 수신부) 동특성을 이용하여 묘사할 수 있다.

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) \mathbf{F}_s 와 임피던스 \mathbf{Z}_s 를 이용하여 가진부를 모형화할 수 있다.⁽¹³⁾

$$\mathbf{F}_s = \mathbf{F}_I |_{\mathbf{V}_I=0} \quad (1)$$

$$\mathbf{Z}_s^k = \mathbf{F}_I^k / \mathbf{V}_I^k, \text{ 여기서 } \mathbf{V}_s^j = 0 \text{ for } j \neq k \quad (2)$$

여기서 아래 첨자 s 는 가진부(source)를 의미한다. 그리고 이들 사이에는 식 (3)의 관계식이 성립한다.

$$\mathbf{F}_I = \mathbf{F}_s - \mathbf{Z}_s \mathbf{V}_I \quad (3)$$

여기서 연결점이 n 개이며, 각 연결점에서 6자유도 변형을 고려한다면 \mathbf{F}_s , \mathbf{F}_I , \mathbf{V}_I 는 $6n \times 1$ 벡터이고 가진부 임피던스 \mathbf{Z}_s 는 $6n \times 6n$ 행렬이다. 그리고 힘과 속도 \mathbf{F}_I , \mathbf{V}_I 의 아래 첨자 i 는 가진부와 절연부의 연결점을 의미한다.

절연요소는 그 특성을 4단자 정수(4-pole parameter)를 이용하여 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.⁽¹⁴⁾

$$\begin{Bmatrix} \mathbf{F}_I \\ \mathbf{V}_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & \mathbf{D} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_R \\ \mathbf{V}_R \end{Bmatrix} \quad (4)$$

여기서 각 4단자 정수 행렬은 식 (5-a~d)와 같이 정의된다.

$$\mathbf{F}_I = \mathbf{A}\mathbf{F}_R |_{\mathbf{V}_R=0}, \mathbf{A} : \text{Force transmissibility matrix} \quad (5-a)$$

$$\mathbf{F}_I = \mathbf{B}\mathbf{V}_R |_{\mathbf{F}_R=0}, \mathbf{B} : \text{Transfer impedance matrix} \quad (5-b)$$

$$\mathbf{V}_I = \mathbf{C}\mathbf{F}_R |_{\mathbf{V}_R=0}, \mathbf{C} : \text{Transfer mobility matrix} \quad (5-c)$$

$$\mathbf{V}_I = \mathbf{D}\mathbf{V}_R |_{\mathbf{F}_R=0}, \mathbf{D} : \text{Velocity transmissibility matrix} \quad (5-d)$$

절연요소들의 질량을 무시할 수 있는 경우에는 식 (4)에서 $\mathbf{F}_I = \mathbf{F}_R$ 이므로 식 (6)과 같이 간략화된다. 여기서 \mathbf{I} 는 단위 행렬을 의미하며, 수신부 연결점에서 힘 \mathbf{F}_R 의 아래 첨자 R 은 수신부(receiver)를 의미

한다.

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

수진부의 동특성은 모빌리티 행렬 \mathbf{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 1자유도 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, 절연요소 없이 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 \mathbf{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 \mathbf{E}_F 는 식 (12)와 같이 바꾸어 쓸 수 있다.

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

이 힘 절연효율 \mathbf{E}_F 도 위에 소개된 전달률 \mathbf{T} 와 함께 $6n \times 6n$ 행렬로서, 그 크기 특성을 표현하기 위해서는 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.

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

3. 진동파워의 개념 및 진동절연에의 응용

3.1 진동파워의 개념

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

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

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

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

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

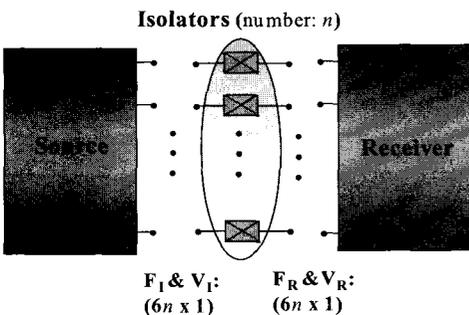


Fig. 1 Multi-dimensional model

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

여기서 \mathbf{F}_R , \mathbf{V}_R 은 기초구조물 연결점들에서의 힘과 모멘트, 선속도와 각속도로 구성된 $6n \times 1$ 벡터들이며, 위첨자 *는 공액전치(complex conjugate)를 의미한다.

식 (15)로 정의되는 수진부 전달 진동과위는, 실제 운전 조건하에서 힘과 속도를 동시에 측정하는 것이 어려운 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 차단 가진력과 모든 부분계의 동특성을 이용하던가 합으로써 얻을 수 있다. 특히 식 (16)에서 마지막 항의 경우, 각 부분 계의 변화 발생시, 변화된 부분 계의 동특성을 가지고도 수진부로 전달되는 진동과위를 추정할 수 있는 특성을 가지고 있다.

$$P_R = \text{Re}\{\mathbf{F}_R^H \mathbf{Y}_R \mathbf{F}_R\} = \text{Re}\{\mathbf{V}_R^H \mathbf{Z}_R^H \mathbf{V}_R\} \\ = \text{Re}\{\mathbf{F}_R^H \mathbf{V}_R\} = \text{Re}\{\mathbf{F}_S^H \mathbf{T}^H \mathbf{Y}_R \mathbf{T} \mathbf{F}_S\} \quad (16)$$

여기서 전달률 행렬 \mathbf{T} 는 식 (9)와 식 (10)과 같이 정의된다.

3.2 진동절연계의 응용

(1) 절연요소 성능 평가

다차원 진동절연계에서 절연요소의 성능을 평가하는 방법으로서 식 (11)과 식 (12)의 힘 절연효율행렬 \mathbf{E}_F 를 사용할 수 있지만, 앞서 언급했듯이 그 크기는 여러 가지 방법으로 계산될 수 있고 또한 각각의 물리적 의미를 어떻게 평가하는 것이 적절한지에 대한 문제가 존재한다.

한편, 식 (15) 혹은 (16)의 진동과위는 단위시간당 수진부로 전달되는 에너지 흐름으로서, 수진부에서 발생하는 진동뿐만 아니라 소음(음향방사) 크기와도 연결되는 양이 된다. 즉, 수진부의 소음진동 크기를 총량적으로 나타내는 물리량으로 간주할 수 있다. 따라서, 진동절연성능 평가인자로서 파워흐름을 사용하

여 효율을 식 (17)과 같이 정의하면, 이는 수진부 소음진동의 총량적 절연 특성이 된다.

$$E_P = \frac{P_R|_{T=T_N}}{P_R|_{T=T_I}} = \frac{\text{Re}\{\mathbf{F}_R^H \mathbf{V}_R\}|_{T=T_N}}{\text{Re}\{\mathbf{F}_R^H \mathbf{V}_R\}|_{T=T_I}} \\ = \frac{\text{Re}\{\mathbf{F}_R^H \mathbf{Y}_R \mathbf{F}_R\}|_{T=T_N}}{\text{Re}\{\mathbf{F}_R^H \mathbf{Y}_R \mathbf{F}_R\}|_{T=T_I}} = \frac{\text{Re}\{\mathbf{V}_R^H \mathbf{Z}_R^H \mathbf{V}_R\}|_{T=T_N}}{\text{Re}\{\mathbf{V}_R^H \mathbf{Z}_R^H \mathbf{V}_R\}|_{T=T_I}} \\ = \frac{\text{Re}\{\mathbf{F}_S^H \mathbf{T}_N^H \mathbf{Y}_R \mathbf{T}_N \mathbf{F}_S\}}{\text{Re}\{\mathbf{F}_S^H \mathbf{T}_I^H \mathbf{Y}_R \mathbf{T}_I \mathbf{F}_S\}} \quad (17)$$

진동과위 절연효율은 절연요소 설치 여부에 따른 수진부로 전달되는 진동과위의 비로서 그 크기가 클수록 절연효율이 좋다는 것을 의미한다. 진동과위 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.

(2) 진동 전달 경로별 기여도 분석

다차원 진동절연계에서 가진부에서 수진부로 전달되는 진동과위는 다지점 또는 다자유도로의 경로별 전달 진동과위의 합으로 정의된다. 즉 식 (15)의 수진부 전달 전체 진동과위는 수진부로 $6n$ 개의 경로별 진동과위의 합으로 정의가 된다.

식 (15)에서의 경로별 진동과위는 해당 지점과 자유도에서의 힘(모멘트)과 속도(각속도)의 곱으로 정의되나, 식 (16)의 수진부동특성인 모빌리티나 임피던스를 이용할 경우, i 번째 경로로 전달되는 진동과위는 식 (18-a, b)와 같이 정의된다.

$$P_i(\omega) = \frac{1}{2} \text{Re}\{F_i^* \sum_{j=1}^{6n} Y_{ij} F_j\} \quad (18-a)$$

$$= \frac{1}{2} \text{Re}\{(\sum_{j=1}^{6n} V_j^* Z_{ij}^*) V_i\} \quad (18-b)$$

4. 연구 사례 및 문제점

지금까지 다차원 진동절연계의 절연요소 성능평가 및 진동 전달 경로별 기여도 분석에 진동과위를 도입하여 관련된 계의 모형화 과정과 필요한 수식들을 소

개하였다. 이 장에서는 이 중 연결점에서의 회전항(모멘트, 각속도) 무시가 진동과외 도입 결과에 미치는 영향을, 세 가지 근사화 방법을 적용한 모사실험 결과를 이용해 논하고자 한다. 그리고 에어컨 실외기 압축기 계의 진동과외 전달 경로별 기여도 분석 시험 결과를 통해, 회전 변형항 무시가 기여도 해석 결과에 미치는 영향에 대해서도 논하고자 한다.

4.1 진동과외 근사 추정법에 따른 회전 변형항의 영향

수진부로 전달되는 진동과외는 식 (16)과 같이 네 가지 식을 통해 이상적으로는 동일하게 얻을 수 있다. 그러나 현실적으로 회전항의 계측은 현재 상용기술 수준으로 쉽지 않은 것이 사실이므로, 자주 회전 변형항(모멘트, 각속도)을 무시하게 되는데, 이 경우 식 (16)의 어느 것을 이용하여 근사화 하느냐에 따라서 다른 오차가 발생하게 된다. 이 문제를 본 원고에서는 2점 지지 진동절연계 모형의 모사실험을 통해 접근하였다.

Fig. 2에 보인 바와 같이, 두 연결점에서 힘과 모멘트가 동시에 전달되는 것을 고려하기 위하여, 병진 및 회전 스프링을 도입하였다. 가진부와 수진부는 유연성을 감안하여 탄성보로 모형화하였고, 수진부는 양 끝단이 단순 지지 된 것으로 가정하였다. 가진부와 수진부의 밀도(ρ), Young's modulus(E), 손실계수(η)는 각각 7850 kg/m^3 , 203 GPa , 0.005 이다. 그리고 가진부와 수진부의 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 0.3 m , 0.5 m 이다. 절연부는 질량이 없는 병진변형 스프

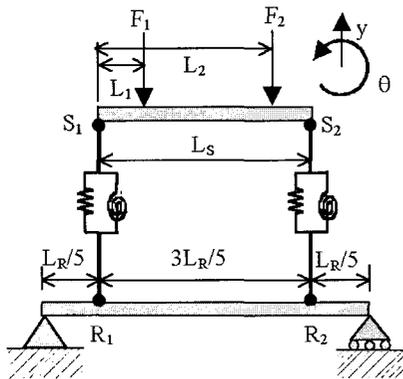


Fig. 2 Dynamic model of beamlike source-isolator-beamlike receiver structure with two-point connections

링(k_t)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 $L_1=0.2L_s$, $L_1=0.8L_s$ 에서 수직방향으로 F_1, F_2 가 작용하도록 하였다. 수진부 두 지점으로 전달되는 힘 F_R 과 속도 V_R 은 식 (19-a, b)와 같이 4×1 행 벡터들로 표현된다.

$$F_R = [F_{R1} \ F_{R2} \ M_{R1}(\equiv F_{R3}) \ M_{R2}(\equiv F_{R4})]^T \quad (19-a)$$

$$V_R = [V_{R1} \ V_{R2} \ \Omega_{R1}(\equiv V_{R3}) \ \Omega_{R2}(\equiv V_{R4})]^T \quad (19-b)$$

회전항을 포함시키지 못할 경우의 진동과외 근사계산 방법은 식 (16)으로부터 다음과 같이 세 가지 경우로 구분할 수 있는데,

- (1) 힘 측정 근사법(translational force approach): 운전 조건하 수직 방향 힘을 측정하고 수진부 모빌리티를 이용하는 경우
- (2) 속도 측정 근사법(translational velocity approach): 운전 조건하 수직 방향 선속도와 수진부 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 (20-a, b, c)와 같이 수식적으로 표현될 수 있다.^(15,16)

$$P_{RI} = \text{Re}\{F_{RT}^H Y_R F_{RT}\} = \text{Re}\left\{ \sum_i^2 \sum_j^2 F_{Ri}^* Y_{Rij} F_{Rj} \right\} \quad (20-a)$$

$$P_{RII} = \text{Re}\{V_{RT}^H Z_R V_{RT}\} = \text{Re}\left\{ \sum_i^2 \sum_j^2 V_{Ri}^* Z_{Rij} V_{Rj} \right\} \quad (20-b)$$

$$P_{RIII} = \text{Re}\{F_{RT}^H V_{RT}\} = \text{Re}\left\{ \sum_i^2 \sum_j^4 F_{Ri}^* Y_{Rij} F_{Rj} \right\} \quad (20-c)$$

여기서 F_{RT}, V_{RT} 는 식 (19-a, b)에서 회전 변형항(모멘트, 각속도)를 무시한, 즉, 0으로 취한 힘, 속도 벡터이다.

Fig. 3은 가진부 두 지점에 같은 크기 및 방향의 힘이 가해지는 중심점 면대칭 가진의 경우를 대상으

로 힘 측정 근사 추정법과 속도 측정 근사 추정법을 이용해 계산한 진동과위와 참값을 보이고 있다. 그 결과, 두 가지 근사법 결과와 참값 모두, 전체 계의 고유 진동수 32, 118, 306, 460, 900, 950 Hz에서 피크를 보이고 있으며, 특히 면대칭 모드(32, 306, 950 Hz, Fig. 4참조)에서 파워전달량이 타 모드에 비하여 상대적으로 큰 것과 회전 변형 무시에 따라 진동과위추정에 일반적으로 과소평가 오차가 발생한다는 사실을 관찰할 수 있었다. 한편, 오차 정도를 계의 특성과 관련지어 분석하기 위해 수신부의 변형 형상을 검토하였다.

Fig. 4는, 주위의 다른 모드보다 상대적으로 큰 진동과위를 전달하고 있는, 32, 306, 950 Hz에서의 수신부의 변형 형상을 나타내고 있다. 여기서 R_1 과 R_2 는

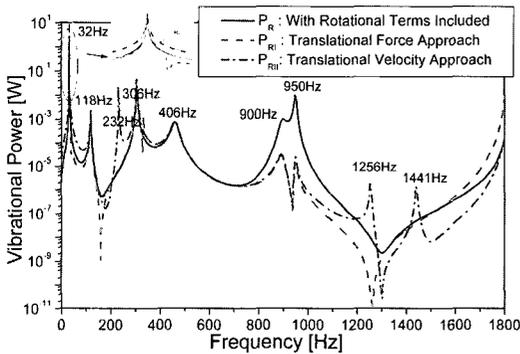


Fig. 3 Spectrum of vibrational power approximated by translational force approach and translational velocity approach for even mode excitations at source beam

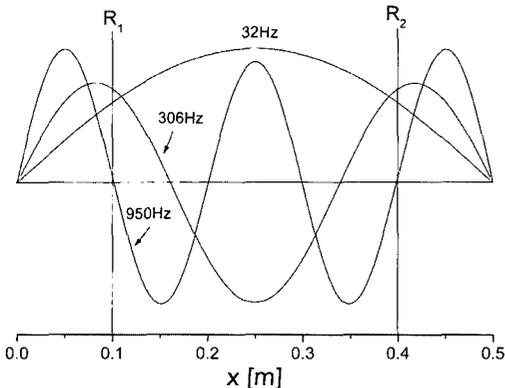


Fig. 4 Symmetric deflection shapes of receiver beam at 32, 306 and 950 Hz for even mode excitations at source beam

가진부와 수신부의 연결점 위치를 의미한다. Fig. 3을 Fig. 4와 관련지어 연결점에서의 병진변형과 회전변형이 진동과위전달에 미치는 기여도 관점에서 살펴보자. 연결점이 질점으로부터 멀리 떨어진 32 Hz와 306 Hz의 오차에 비하여 연결점이 절점과 거의 일치하는 950 Hz에서의 과소평가 오차가 매우 큰데, 이는 후자의 경우 진동과위가 주로 회전변형에 의하여 발생하고 있는데 이를 힘 측정 근사 추정법에서 무시하고 병진변형항만으로 계산하였기 때문이다. 한편, 306 Hz에서는 약간의 과대 평가 오차가 발생하고 있는데, 이는 연결점에서 병진변형 부호와 회전변형 부호가 반대이면서 진동과위가 상쇄되고 있음에도 불구하고 회전변형항을 무시하여 계산한 때문으로 판단된다.

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

Fig. 5는 운전조건하에서 수직 방향 힘과 병진속도를 모두 직접 측정하여 근사화하는 식 (20-c)에 의한 계산 결과이다. 이 경우, 병진 변형항에 의해 전달되는 진동과위와 병진 변형과 회전 변형의 연성에 의해 전달되는 진동과위 중 일부도 진동과위 계산에 포함된다. Fig. 5는 Fig. 4에서의 과소 혹은 과대 평가오차 이외에 파워흐름의 방향에도(음의 진동과위) 오차가 발생함을 보여주고 있는데, 이는 병진과 회전의

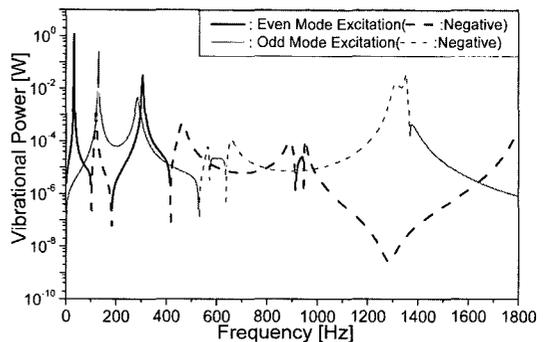


Fig. 5 Spectrum of vibrational power approximated by translational force and velocity approach for even and odd mode excitations at source beam

연성항에 의해 전달되는 진동파위의 상쇄 효과가 매우 크기 때문에 생각된다. 따라서 수직 방향의 힘과 병진 속도의 직접적 측정에 의해 진동파위를 추정할 경우, 진동파위의 크기뿐만 아니라 방향에도 오차가 나타날 수 있음을 보이고 있다.

4.2 압축기 계에의 진동파위 접근법 적용

이 절에서는 실제 진동절연계를 대상으로 진동파위를 도입하여 진동 전달 경로별 기여도 분석을 하고자 하며, 이와 함께 회전 변형에 의해 전달되는 진동파위의 기여도를 실험적으로 검토하고자 한다.

실험 대상으로 선정된 다차원 진동절연계는 1마력의 압축기가 설치되어 이는 8평형 에어컨 실외기 압축기 계이다. 압축기 진동은, Fig. 6에서와 같이, 세 가지 구조적 경로를 통해 실외기 샷시로 전달된다고 가정할 수 있는데, 이 연구에서는 이 세 경로별 기여도 분석을 하고자 한다. 이 실험에서 고려한 주요 전달 경로는 압축기 지지부(compressor mounting), 흡입 파이프(suction pipe), 토출 파이프(discharge pipe) 등이다.

각 연결점에서 실제 3축 방향의 병진 변형과 3축에 대한 회전 변형의 6자유도 운동이 존재하겠으나, 비틀림진동 및 두 방향 전단 변형은 그 측정이 매우

어려우므로, 이 연구에서는 전달 진동파위 추정시 Fig. 7과 같이 수직 방향의 병진 변형과 베이스에서의 2축에 대한 회전(굽힘) 변형만을 포함시켰다. 흡입 파이프와 토출 파이프에서 샷시 구조물로 전달되는 진동파위 측정의 경우도 각 연결점에서 한 방향의 병진 변형(x축)과 두 축에 대한 회전(굽힘) 변형(y축, z축)을 포함시켰다

수진부로 전달되는 진동파위는 식 (18-b)의 운전 조건하에서 수진부 연결점에서의 속도와 별도로 측정 한 수진부 임피던스를 이용하여 계산하였다. 압축기는 세 개의 마운트에서 실외기 샷시의 베이스(Base)와 연결되어 있다. 따라서 총 5개 지점에서 샷시로 전달되는 진동파위를 측정하게 되며, 각 연결점에서 3자유도를 고려하기 때문에 수진부 연결점에서의 속도 V_R 은 식 (21)과 같이 15×1 벡터로 정의된다.

$$V_R = [V_{1z}, V_{2z}, V_{3z}, V_{sx}, V_{dx}, \Omega_{1x}, \Omega_{2x}, \Omega_{3x}, \Omega_{sy}, \Omega_{dy}, \Omega_{1y}, \Omega_{2y}, \Omega_{3y}, \Omega_{sz}, \Omega_{dz}]^T \quad (21)$$

여기서 아래 첨자 $i, i=1, 2, 3$, 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(Ω)에서의 $x(y, z)$ 는 $x(y, z)$ 축 회전 방향을 의미한다. 샷시 임피던스 행렬은 15×15로 나타나며, 실제 실험시에는 컴프레서를 탈거한 샷시를 대상으로 모빌리티 행렬을 얻은 후 역행렬을 취해서 사용하였다.

식 (21)에서 속도항들은 실제 압축기 운전시 각 경로에서 측정되는 가속도(각가속도) 신호를 이용하

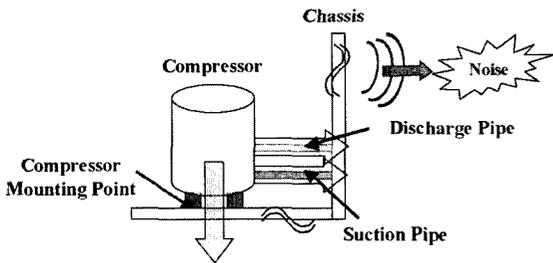


Fig. 6 Major vibrational power transmission paths in compressor system mounted in outdoor unit of air condition

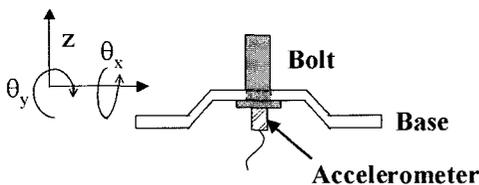


Fig. 7 One translational and two rotational DOF's for vibrational power approximation through each compressor mounting point

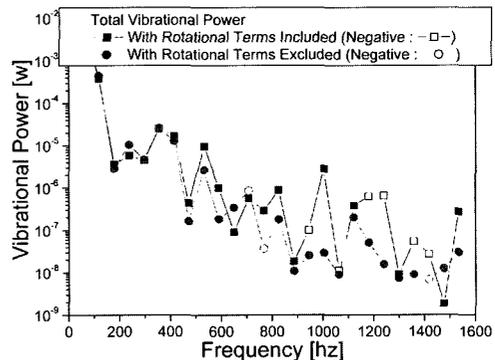


Fig. 8 Total vibrational power from compressor to chassis with rotational terms included/excluded

여 얻었으며, 각 측정점에서의 가속도와 각가속도 측정은 각각 PCB 352C66시리즈와 TAP센서(Kistler 8832A)를 이용하여 측정하였다.

모빌리티 측정 실험은 각 연결점에서 소형 가진기(mini shaker)를 이용하여 랜덤 신호로 가진하면서, 가속도와 각가속도를 측정하였다. 특히 모멘트 가진에는 I형 모멘트(moment arm)를 사용하였으며, 각 포인트 모빌리티의 경우 임피던스 헤드(B&K8001)를 사용하여 가진점과 측정점의 불일치로 인해 발생할 수 있는 오차를 최소화하였다

Fig. 8은 연결점에서의 회전변형 포함여부에 따른 전체진동과워를 보여주고 있다. 만약 진동과워가 음인 일부 주파수를 제외하고 양의 값을 보이는 주파수 구간만을 살펴본다면, 400 Hz 이상 주파수 구간에서 회전 변형을 무시할 경우, 진동과워는 주파수가 증가할수록 과소 평가(underestimation)되며, 주파수 증가에 따라 그 과소평가 양이 증가하는 사실을 관찰할 수 있다. 이상적으로 압축기에서 샤프트로 전달되는 모든 진동전달 경로를 고려하여 진동과워를 계산하였다면, 가진원에서 수진부로 전달되는 전체진동과워는 항상 양의 값을 가져야 한다. Fig. 8은 각 연결점에서 병진변형 외에 두 가지 회전변형을 고려하였음에도 불구하고 음의 파워흐름 주파수 구간을 보이고 있다. 이는 물리적으로 불가능한 현상으로, 신호 측정 발생하는 노이즈나 실험시 행해지는 단순화 과정에서 발생한 문제라고 판단된다. 예를 들어, 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 측정하게 되는 지점은 실제 연결 점과 완전히 일치할 수 없다는 점도 오차의 발생요인일 것으로 판단되고, 수진부의 임피던스 행렬을 모빌리티 행렬의 역행렬계산으로 구하게 되는데 이 경우 특이치점에서 오차증폭 현상이 발생할 수도 있다.⁽¹⁶⁾ 이러한 여러 가지 이유로 인해 고주파 구간 몇 곳에서 음의 진동과워 계산 결과가 나온 것으로 추정된다.

Fig. 9는 세 가지 전달경로를 통해 압축기로부터 실외기 샤프트로 전달되는 진동과워의 기여도를 회전 변형항을 고려하여 분석한 결과이다. 267~383 Hz 구간에서는 토출 파이프가 진동과워 전달의 주요 경로이며, 443~737 Hz에서는 압축기 지지부, 738~855

Hz에서는 흡입 파이프가 지배적인 경로로 나타났다. 가진부에서 수진부로 전달되는 모든 진동전달 경로를 고려할 경우 전체 진동과워는 물리적으로 항상 양의 값을 가져야 하지만, 어느 한 경로의 파워흐름은 음의 값을 가질 수 있다. 예로서, 767 Hz 구간의 진동과워 흐름을 자세히 살펴보면, 흡입 파이프를 통해 진동과워가 지배적으로 샤프트로(양의 파워흐름) 전달되며, 전달된 진동과워 중 일부는 흡입 파이프와 압축기 지지부를 통해 압축기로(음의 파워흐름) 다시 전달되는 것을 알 수 있다. 하지만 샤프트로 전달된 전체 진동과워는 항상 양의 값을 나타내고 있다. 이는 진동과워 접근법이 다중점에서 연결되어 있는 계에서

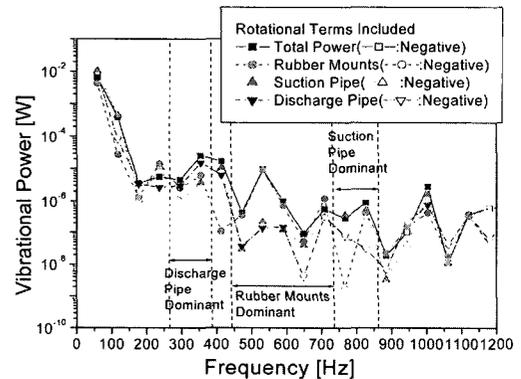


Fig. 9 Vibrational power flow from compressor to chassis structure with rotational terms included via 3 major paths: compressor mounting points, suction pipe and discharge pipe

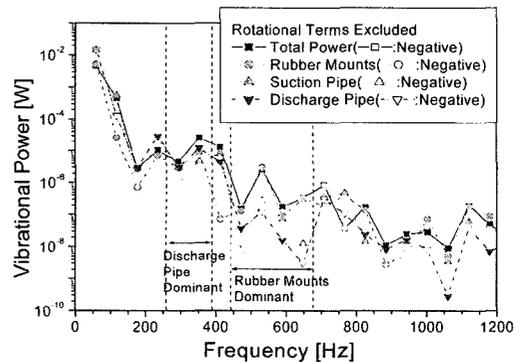


Fig. 10 Vibrational power flow from compressor to chassis structure with rotational terms excluded via 3 major paths: compressor mounting points, suction pipe and discharge pipe

진동 전달 경로들 사이의 에너지 흐름을 해석하고, 효율적인 절연 방법을 구현하는데 효율적이라는 사실을 보여주는 것이다.

Fig. 10은 회전 변형항을 무시한 경우의 진동과워 기여도 분석 결과이다. 236 Hz 구간을 제외한 30 Hz~737 Hz까지의 구간에서 정량적인 차이는 있지만, 회전 변형항을 고려하였을 경우인 Fig. 11과 유사한 기여도 분석 결과를 보인다. 그러나, 738 Hz 이상의 고주파 영역에서는 회전 변형항을 고려하였을 경우와는 상이한 분석 결과를 보이고 있으며, 이는 고주파 영역에서 기여도가 큰 회전 변형항을 무시한 결과로 나타난 현상이다.

5. 결 론

진동과워 도입으로 인해 다차원(다중점/다자유도) 진동절연계의 성능 평가 및 진동 전달 경로들의 기여도 분석이 용이하게 수행할 수 있음을 논하였다. 이 기법은 다중점/다자유도 사이의 연성효과와 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 대상으로 한 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 변형항상에 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 가진과 각속도 응답 사이 연성항의 진동과워 상쇄 효과로 인해 음의 파워 구간이 발생할 수 있다.

에어컨 실외기 압축기 계의 진동 전달 기여도 분석에 진동과워 접근법을 도입하여 주파수별 지배적인 진동과워 전달 경로를 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 파워 전달 해석시의 음의 파워 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 다점 지지 마운트계의 진동절연기법연구 및 콤프레서계에의 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 진동파워 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, 진동파워 접근법에 의한 다차원 진동절연계 성능 평가시의 회전 변형향과 실험 오차의 영향, 한국과학기술원, 박사학위논문.