

진동 방사음을 이용한 터보차저 휠 동특성 시험에 대한 고찰

이형일^{*1)} · 이덕영²⁾ · 박호일³⁾

경북대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 대구대학교 자동차산업기계공학부²⁾ · (주)계양정밀 시험평가팀³⁾

Study on the Modal Test for a Turbocharger Wheel Using Vibro-acoustic Responses

Hyeongill Lee^{*1)} · DugYoung Lee²⁾ · Hoil Park³⁾

¹⁾School of Mechanical and Automotive Engineering, Kyungpook National University, Gyeongbuk 742-711, Korea

²⁾School of Automotive, Industrial, Mechanical Engineering, Daegu University, Gyeongbuk 712-714, Korea

³⁾Test Evaluation Team, Keyyang Precision Co. Ltd., 1012-4 Eungmyeong-dong, Gimcheon-si, Gyeongbuk 740-180, Korea

(Received 15 March 2010 / Accepted 6 December 2010)

Abstract : The modal characteristics of a compressor wheel of an automotive turbocharger have been investigated using an experimental method based on an acoustic frequency response function, $p/f(\omega)$, where p is sound pressure radiated from a structure, and f is impact force. First, a well-defined annular disc with narrow radial slots was examined to check whether the vibro-acoustic test could precisely determine natural frequencies and vibration modes of structures showing that the vibro-acoustic test proposed in this paper was comparable to the conventional modal test with an accelerometer and the numerical analysis. The conventional method has been found to be inappropriate for compressor wheel because of additional mass due to the accelerometer and additional damping from the accelerometer cable alter the dynamic responses of the wheel blades. Modal characteristics of the wheel have been defined using vibro-acoustic test and verified with the results from another conventional method using a laser vibrometer. Natural frequencies and mode shapes of a turbocharger wheel, which can't be precisely obtained with conventional method, could be defined accurately without the additional effects from sensor and cable. Proposed method can be applied to small structures where conventional sensors and cables could generate troubles.

Key words : Turbocharger wheel(터보차저 휠), Modal characteristics(고유진동특성), Radiated sound(방사음), Natural frequency(고유진동수), Mode shape(고유진동모드)

Nomenclature

a : acceleration, m/s^2
 f : applied force, N
 p : sound pressure, Pa
 v : surface velocity, m/s
 ω : angular frequency, rad/s
 ψ : mode vector

Subscripts

a : mode vector based on $a/f(\omega)$ FRF
 p : mode vector based on $p/f(\omega)$ FRF
 v : mode vector based on $v/f(\omega)$ FRF

1. 서론

기계나 구조물의 고유진동 특성은 해당 시스템의 동적 거동을 예측하거나 이해하는데 대단히 중요한 요소이다. 또한, 구조물에 가해지는 가진 주파수가

*Corresponding author, E-mail: hilee@knu.ac.kr

고유진동 주파수와 근접한 경우에는 공진현상을 발생시켜 해당 구조물의 내구성 및 파괴에도 영향을 미치는 경우가 있다.¹⁾

주어진 시스템의 고유진동 특성은 학문적 및 산업적으로 다양하게 사용될 수 있다. 동특성 해석을 위하여 구성된 모델의 타당성 검증에 고유진동 특성을 이용할 수 있다. 즉 같은 시스템에 대해 진동시험을 하여 측정된 고유진동수와 진동모드 형상이 해석 모델로부터 얻은 것과 일치한다면, 모델의 타당성이 입증되므로 설계나 새로운 응답을 예측하기 위해 신뢰성을 갖고 해석 모델을 이용할 수 있다.¹⁻³⁾ 동적내구성 파악이나 보수유지를 위한 기계 상태의 진단에 사용되기도 한다. 즉, 기계나 구조물의 고유진동수를 계속해서 감시하고 고유진동수나 진동 파라미터가 변할 경우 보수가 필요하거나 고장을 일으킬 수 있는 가능성이 있는 것으로 판단하는 것이다.⁴⁾ 마지막으로 부품을 생산하는 과정에서 부품의 이상 유무를 판정할 수 있는 기준으로 고유진동 특성을 활용할 수 있다. 만일 생산한 부품에 크랙(Crack), 변형 등과 같은 불량일 있을 경우 강성 및 동특성의 변화로 고유진동수 및 진동모드가 변화하므로 쉽게 불량여부를 판정할 수 있다.⁵⁻⁸⁾

전통적으로 다양한 가진 방법 및 센서를 이용한 시험을 통하여 여러 형태의 구조물에 대한 고유진동 특성을 측정하는 방법이 시도되어 왔다. 최근에는 대상물의 진동에 의해 방사되는 소음의 특성을 분석하여 대상물의 고유진동 특성을 파악하는 방법이 제시되었으며 구조물 연구 및 산업현장에 다양한 형태로 적용되고 있다.⁹⁾ 방사음을 이용한 구조물의 고유진동 특성 파악은 가속도계를 이용한 전통적인 방법에 비해 여러가지 장점과 단점이 있다. 우선 대상물에 센서를 직접 부착하지 않는 비접촉식 이므로 센서로 인한 부가질량 및 센서에 부착된 케이블에 의한 부가감쇠 효과를 예방할 수 있어 정확한 시험이 가능하다. 반면, 가진시 대상물에 움직임이 발생하면 대상물과 음향 센서 사이의 거리가 변화하므로 고유진동 모드가 왜곡될 가능성이 있다.

일반적으로 진동 측정을 위한 가진력을 공급하는 장치로 충격해머(Impact hammer)나 가진기를 널리 사용하고 있다. 특히 본 연구에 사용된 충격 해머는

장치가 비교적 간단하면서도 실용적인 결과를 얻을 수 있기 때문에 구조물의 동특성 파악을 위하여 많이 이용되고 있지만, 충격력의 방향을 원하는 대로 적절히 가하기가 쉽지 않으며, 측정 대상물을 이중 가격하지 않도록 세심한 주의도 필요하다.^{10,11)}

본 연구에 적용된 가정들은 다음과 같다. (1) 터보차저 휠은 선형시불변(LTI) 시스템으로 가정할 수 있다. (2) 휠 내부에서 가진위치로부터 응답위치로 진동 전달에 소요되는 시간은 무시할 수 있다. (3) 터보차저 휠의 감쇠는 무시할 수 있을 정도로 작다. 본 연구의 목적은 다음과 같다. (1) 충격가진에 의해 방사되는 소음의 특성을 이용, 구조물의 고유진동 특성을 파악하는 방법을 동특성이 잘 정의된 구조물에 적용하여 그 정확도를 검증한다. (2) 이 방법을 이용하여 차량용 터보차저 휠의 고유진동 특성을 파악한다. (3) 방사소음을 이용하여 구한 휠의 고유진동 특성을 Laser Vibrometer를 이용한 비접촉식 방법을 통하여 검증한다.

2. 터보차저 휠

2.1 터보차저

배기 체적당의 출력 향상, 마력당의 중량 경감 및 마력당의 외형 치수의 축소 요구로 자동차용 엔진에 과급기가 채용되고 있는데, 배기 터빈 구동식 과급기 시스템을 터보차저라고 부른다. 터보차저는 엔진의 배기 에너지를 이용해서 터빈을 구동하고 터빈과 동일한 축의 임펠러에 의해 공기를 압축시켜 엔진에 공급하는 역할을 한다. 최근 터보차저는 저속 토크 및 최고 출력의 양립과 가속 성능 향상을 위해 소형 고속화가 이루어지고 있다. 일반적으로 회전 기계의 에너지 효율을 향상시키기 위하여 소형화, 경량화, 고속화, 고압화 및 고온화로 유량과 압력을 최대화하고 에너지 손실을 최소화 하여야 하는데, 이는 회전 기계의 진동 및 소음을 발생시키는 요인으로 작용하는 경우가 많다.

Fig. 1은 터보차저의 기본 작동 개념을 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 엔진에서 배출된 배기가스는 터빈에 공급되어 터빈 휠을 구동시킨 다음 배출구로 배출된다. 이 과정에서 터빈 휠은 회전력을 발생시키고 이 회전력은 터빈 휠에 직결되

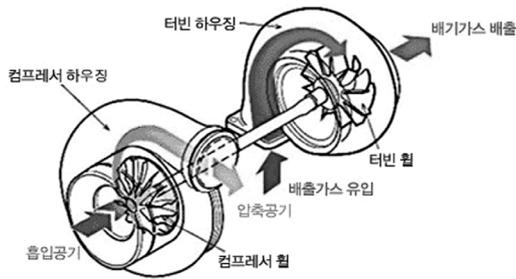


Fig. 1 Configuration of an automotive turbocharger

어 있는 컴프레서 휠을 회전시켜 컴프레서 입구로 흡입된 공기를 압축시켜 엔진으로 공급하게 된다.

2.2 터보차저 휠

앞 장에서 설명한 바와 같이 터보차저의 휠은 분당 최고 200,000회 이상의 고속으로 회전하는 부품으로 사용 중 다양한 원인으로 인해 진동 및 소음이 발생하고, 경우에 따라서는 휠의 날개 부위가 파손되는 경우도 있다. 따라서, 터보차저 휠의 회전불균형을 최소화 할 수 있도록 제조 과정에서 세심한 품질 관리가 필요한 동시에 터보차저 휠의 고유진동 특성을 확인하여 터보차저의 구동 조건에 적합한지 여부를 확인할 필요가 있다.

Fig. 2에 간단히 도시된 바와 같이, 터보차저의 휠은 배기가스를 받아 회전력을 발생시키는 터빈 휠과 발생된 회전력을 이용하여 공기를 압축하는 컴프레서 휠이 짝을 이루어 작동되며, 일반적으로 터보차저의 각 휠에는 역할에 적절한 형상의 날개가 부착되어 있다. 일반적으로 터빈 휠의 날개는 형상

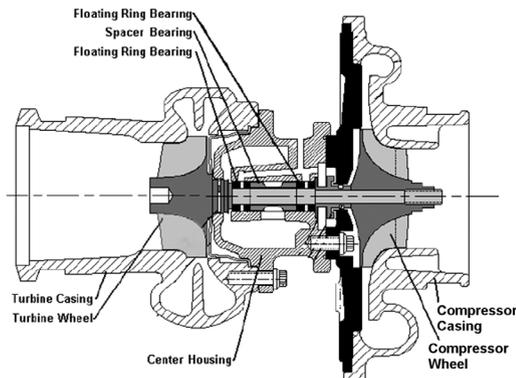


Fig. 2 Components consisting of a turbocharger¹²⁾

이 모두 동일하지만 컴프레서 휠에는 크기와 형상이 서로 다른 두 종류의 날개가 번갈아 부착되어 있다. 본 연구에서는 컴프레서 휠을 대상으로 고유진동 특성을 검토한다.

3. 방사음을 이용한 고유진동 분석

3.1 시험방법

본 연구에서는 충격에 의한 방사음을 이용하여 차량용 터보차저 휠 블레이드의 고유진동수 및 진동모드를 분석한다. 구조물의 방사소음을 이용한 동특성 분석은 다양한 형태로 시도되어 왔다.⁶⁾ Fig. 3에 이 방법을 개략적으로 설명하였다. 그림에서 보는 바와 같이 구조물의 정해진 부분에서 특정한 거리를 두고 마이크로폰을 고정하고, 정해진 가진 위치를 충격해머로 가진하면서 두 측정점 사이의 음압/가진력 주파수응답함수(Frequency Response Function - FRF), $p/f(\omega)$ 를 측정한다. 다음으로 가진 위치를 옮겨 동일한 방법으로 해당 지점 사이의 $p/f(\omega)$ 를 측정한다.

이렇게 측정된 응답점과 전체 가진 위치 사이의 FRF를 상업용 모드 해석 프로그램을 이용하여 분석함으로써 해당 구조물의 고유진동수 및 진동모드를 구한다. 측정된 데이터를 분석하는 과정은 일반적으로 사용하는 진동가속도/가진력 FRF [$a/f(\omega)$]를 분석하여 고유진동 특성을 구하는 과정과 동일하다.

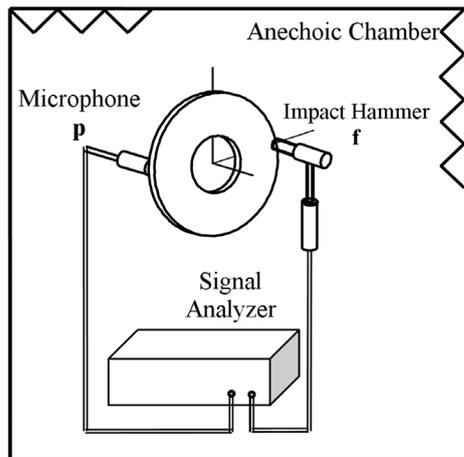


Fig. 3 Schematic diagram of the vibro-acoustic modal test using $p/f(\omega)$

3.2 정확도 검증

3.1절에 소개된 시험 방법의 신뢰성을 검증하기 위하여, Fig. 4 및 Table 1에 설명되어 있는 환형 디스크의 고유진동 특성을 방사음을 이용한 방법으로 구한 다음, 그 결과를 충격해머(PCB 086E80)와 가속도계(PCB 352C23)를 이용한 전통적인 시험 및 유한요소해석 결과와 비교하였다.

환형 디스크의 외경, 중앙 및 내경부에 등간격으로 24개의 측정점을 지정한 다음 응답위치로 선정된 측정점의 근접 위치에 마이크로폰(PCB 130D20)을 고정하고 나머지 측정점들을 충격해머를 이용하여 가진하면서 해당 측정점 사이의 $p/f(\omega)$ 를 측정한다. 이렇게 측정된 $p/f(\omega)$ 를 분석하여 디스크의 고유진동 주파수와 진동모드를 정의하였다. 가속도계를 이용한 시험에서는 응답점에 가속도계를 부착한 다음, 위에서 설명한 것과 동일한 방법으로 가진하여 $a/f(\omega)$ 를 구한 다음 분석하여 고유진동 특성을 파악하였다. 이 두 시험 결과를 4,512개의 절점과 2,104개의 고체요소로 이루어진 모델을 이용한 유한요소해

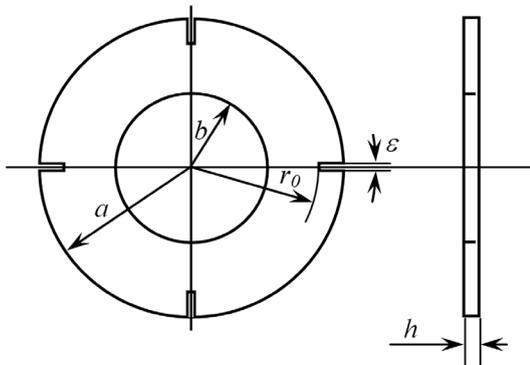


Fig. 4 Annular disk containing 4 equally spaced, identical narrow radial slots

Table 1 Disc dimensions and material properties

Outer radius (a)	139.0 mm
Inner radius (b)	82.5 mm
Thickness (h)	3.2 mm
Slot length (a-r ₀)	25.0 mm
Slot sector angle (ε)	1.1°
Mass density (ρ)	7905.9 kg/m ³
Young's modulus (E)	205 GPa
Poisson's ratio (ν)	0.29

Table 2 Modal characteristics of the disc obtained by 3 methods

Mode indices	Acoustic FRF (p/f)		Structural FRF (a/f)	Numerical	
	m	n			
0	2		153.1 Hz	153.0 Hz	153.7 Hz
0	3		409.1 Hz	409.8 Hz	409.0 Hz
1	0		419.1 Hz	419.1 Hz	408.4 Hz
0	4		760.3 Hz	752.3 Hz	759.2 Hz

석 결과와 비교, 분석하였다. Table 2에 주어진 결과를 보면, 방사소음을 이용하여 구한 고유진동 특성이 가속도계를 이용한 시험 및 유한요소해석 결과들과 잘 일치함을 알 수 있다.

일반적으로 주어진 모드 벡터를 기준으로 다른 하나의 모드 벡터의 적합성(선형성)을 정량적으로 검토하기 위하여 ‘Modal Assurance Criteria - MAC’이 사용된다.¹³⁾ 이 값은 다음 식으로 표시되는 스칼라 값이다.

$$MAC_{aprs} = \frac{|\{\psi_{ar}\}^T \{\psi_{ps}^*\}|^2}{\{\psi_{ar}\}^T \{\psi_{ar}^*\} \{\psi_{ps}\}^T \{\psi_{ps}^*\}} \quad (1)$$

$$= \frac{|\{\psi_{pr}\}^H \{\psi_{ar}^*\}|^2}{\{\psi_{ps}\}^H \{\psi_{ps}\} \{\psi_{ar}\}^H \{\psi_{ar}\}}$$

이 식에서 ψ 는 모드 벡터를 나타내고, 아래 첨자 중 a는 기준이 되는 $a/f(\omega)$ 를 이용한 모드임을, p는 비교 대상인 $p/f(\omega)$ 를 이용한 모드임을 표시하고 r 및 s는 모드 번호를 나타낸다.

위에 설명한 두 시험 방법으로 구한 고유진동 모드의 적합성을 검토하기 위해 식 (1)을 이용하여 $a/f(\omega)$ 를 이용한 모드를 기준으로 $p/f(\omega)$ 에 기초한 모드들의 MAC을 구하였다.

Table 3 MAC between mode vectors of the disc based on the $a/f(\omega)$ and $p/f(\omega)$ FRF

		Mode from $p/f(\omega)$			
		#1	#2	#3	#4
Mode from $a/f(\omega)$	#1	0.79	0.00	0.00	0.00
	#2	0.00	0.96	0.00	0.00
	#3	0.00	0.01	0.73	0.00
	#4	0.01	0.00	0.10	0.99

Table 3에 주어진 결과를 보면, 두 방법으로 구한 동일한 모드 벡터 사이의 MAC이 서로 다른 모드와의 MAC에 비해 아주 크므로 두 방법으로 구한 모드 벡터들 사이의 적합성이 양호함을 알 수 있다. 따라서, Table 2에 주어진 고유진동수 및 진동모드 비교 결과와 종합 검토하면, $p/f(\omega)$ 를 이용한 분석으로 타당한 고유진동 특성을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

4. 터보차저 휠의 고유진동 특성

터보차저는 작동시 회전체, 배기가스 및 압축공기 등에 의하여 다양한 가진력을 발생시키고 이 힘들은 다양한 경로를 통하여 휠의 날개로 전달된다. 그러므로, 휠의 고유진동수들이 이러한 가진력들의 주파수와 근접하는 경우 진동 및 소음을 크게 발생시킨다. 따라서, 터보차저 휠의 고유진동수와 진동모드를 정확하게 파악하는 것이 아주 중요하다. 또한, 서론에서 언급한 바와 같이, 차량용 터보차저 휠은 초고속으로 회전함에 따라 미소한 편심질량도 심각한 진동 및 소음 문제를 발생시키고 경우에 따라서는 내구력을 크게 저하시켜 파괴를 발생시키기도 한다. 휠을 설계함에 있어 날개의 고유진동수가 중요한 설계 기준이 되는데, 일반적으로 주조 방법으로 제조되기 때문에 고유진동수를 일정 수준 이상으로 유지하는 것이 어려울 수 있다. 이러한 편심질량이 존재하는 경우, 휠의 고유진동 특성이 변화하므로, 이 특성을 분석하면 휠 내부의 편심질량 존재 여부를 신속히 파악할 수 있다. 그러므로 터보차저 휠의 고유진동 특성을 쉽고 정확하게 파악할 수 있는 방법이 필요하다. 본 연구에서는 Fig. 5에 도시되어 있는 컴프레서 휠의 고유진동 특성을 다양한 방법을 이용하여 실험적으로 분석, 각 방법의 장, 단점과 문제점을 파악하고, 소음을 이용한 휠의 고유

진동수 측정 방법에 대한 신뢰성을 검토한다.

4.1 가속도계를 이용한 분석

일반적으로 구조물의 동특성 분석을 위하여 전통적으로 사용되어 온 가속도계와 충격해머를 이용한 방법을 이용하여 Fig. 5 및 Table 4에 설명되어 있는 컴프레서 휠의 고유진동 특성을 분석하였다.



Fig. 5 Sample automotive turbocharger compressor wheels

Table 4 Major specifications of a compressor wheel

Item	Numeric value
Outer radius	92 mm
No. of large blades	7
No. of small blades, splitters	7

가속도계 부착에 의한 부가질량 효과를 최소화하기 위해 질량이 0.2g인 가속도계(PCB 352C23)를 이용하였다. 응답을 측정할 날개(Fig. 5에 1번으로 표시된 날개)의 끝 단에 가속도계를 부착한 다음, 충격해머로 각 날개의 끝단을 날개에 수직한 방향으로 가진하면서 $a/f(\omega)$ FRF를 측정하였다. 서로 다른 가진 위치에서 측정된 $a/f(\omega)$ 를 Fig. 6에 비교하였다.

그림에서 첫 번째 첨자는 응답위치를 표시하고 두 번째 첨자는 가진위치를 표시하는 첨자이다. 예를 들어, $[a/f(\omega)]_{13}$ 는 3번 날개를 가진 하면서 1번 날개에서 측정한 FRF이다. 그림에서 보는 바와 같이, 가진점과 응답점이 일치하는 경우인 $[a/f(\omega)]_{11}$ 는 휠의 고유진동수들을 나타내는 피크들이 서로 인접해 있어 각각의 고유진동수들을 명확히 분리할 수 없음을 알 수 있다. 이와 같은 문제점은 휠의 날개가

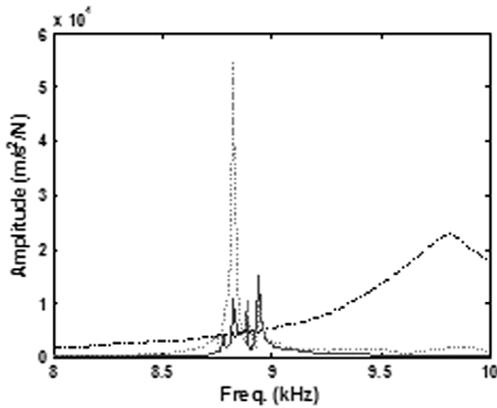


Fig. 6 $a/f(\omega)$ for the sample wheel. Key: ---, $[a/f(\omega)]_{11}$; ···, $[a/f(\omega)]_{12}$; —, $[a/f(\omega)]_{13}$

매우 얇고 가벼워 아주 작은 가속도계에 의해서도 동특성이 영향을 받고 케이블에 의한 부가감쇠로 인해 구조물에 가진력이 충분히 전달되지 못함에 따라 발생한 것으로 판단된다. 따라서, 이와 같은 문제점을 가진 FRF를 포함하여 분석한 고유진동 특성은 정확도를 보증할 수 없다. 따라서, 이와 같은 영향을 배제할 수 있는 비접촉식 센서를 이용하는 방법으로 고유진동 특성을 분석할 필요가 있다.

4.2 비접촉식 방법을 이용한 분석

4.1절에 설명되어 있는 문제점을 개선하기 위하여 3 장에 소개된 방사음을 이용한 고유진동 특성 분석법을 Fig. 5 및 Table 4에 설명되어 있는 컴프레서 휠에 적용하여 고유진동 특성을 분석하였다. Fig. 7에 설명되어 있는 바와 같이, 가속도계를 부착하였던 1번 날개의 근접 위치에 마이크로폰(PCB 130D20)을 고정한 다음, 각 날개를 충격해머(PCB 086E80)로 차례로 가진하면서 해당 날개와 마이크로폰이 위치한 날개 사이의 $p/f(\omega)$ 를 측정하였다. 이 시험은 다음 두 가지 사항에 유의하여 수행되었다. 1) 다른 날개에서 방사된 소음의 영향을 방지하기 위하여 날개와 마이크로폰 사이의 간격을 최소화 하였으며, 2) 날개의 진동으로 인한 거리 변화의 영향을 최소화하기 위하여 그 간격이 측정하고자 하는 방사음 최소 파장의 1/4 미만이 되도록 설정하였다. 이렇게 측정된 각 날개 사이의 $p/f(\omega)$ 를 상업용 프로그램을 이용하여 분석하여 고유진동수와 진동

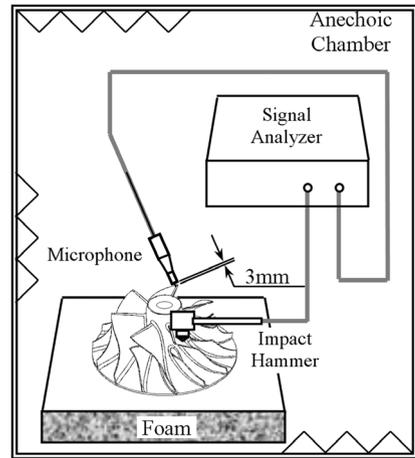


Fig. 7 Schematic diagram of the vibro-acoustic modal test for the sample compressor wheel

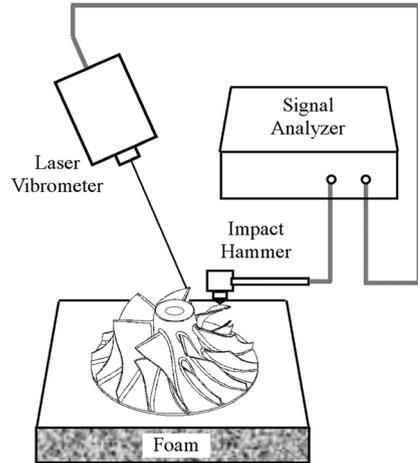


Fig. 8 Schematic diagram of the modal test for the sample compressor wheel using a laser vibrometer

모드를 정의하였다.

방사음에 의한 시험 결과는 ‘Laser Vibrometer’를 이용한 시험 결과와 비교하여 그 정확도를 검증하였다. Fig. 8에 Laser Vibrometer를 이용한 고유진동 시험 방법을 간단히 설명하였다. 그림에 설명한 바와 같이, 앞에서 소개된 충격해머로 휠의 날개를 차례로 가진하며 Laser Vibrometer로 응답 위치 날개 표면에 수직인 방향의 진동 속도를 측정하였다. 이 두 신호를 이용하여 속도/가진력 FRF($v/f(\omega)$)를 구한 다음, 이를 동일한 프로그램으로 분석하여 고유진동 특성을 정의하였다.

4.2.1 FRF 비교

위에 설명한 두 방법을 이용하여 Fig. 5 및 Table 4에 설명되어 있는 휠의 고유진동특성을 분석한 다음, 그 결과를 비교하였다. 우선, 위의 두 방법을 적용하여 얻어진 Driving Point FRF를 가속도계를 이용한 결과와 Fig. 9에 비교하였다.

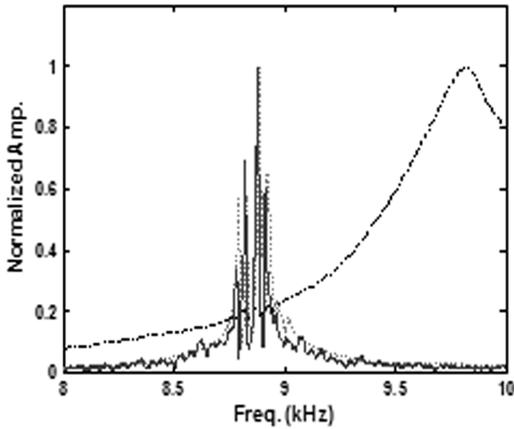


Fig. 9 Driving point FRF of the sample wheel. Key: ···, [p/f(ω)]₁₁; —, [v/f(ω)]₁₁; -·-, [a/f(ω)]₁₁

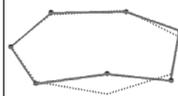
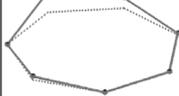
그림에서 보는 바와 같이 두 방법을 이용한 FRF가 유사한 형태를 나타내고 있으며, FRF 상에 나타난 피크들의 위치가 잘 일치하고 있다. 아울러, 가속도계를 이용한 FRF[a/f(ω)]₁₁에서 나타났던, 가속도계 케이블의 부가감쇠 효과로 인해 인접한 피크들이 하나의 큰 피크로 합쳐지는, 문제점이 발생하지 않아 고유진동수 및 고유진동 모드를 정확히 파악할 수 있다.

4.2.2 고유진동수 및 진동모드

다음으로 위에서 구한 FRF, p/f(ω) 및 v/f(ω)를 분석하여 주어진 주파수 범위 내에서 휠 날개에 대한 6개의 고유진동수와 진동모드를 정의한 다음, Table 5에 비교하였다. 모드를 표시하는 그림의 점들은 측정 이 이루어진 각 날개의 끝단을 나타낸다.

표에서 알 수 있는 바와 같이, 두 방법을 이용하여 구한 고유진동수는 0.1% 이내의 차이를 나타낸다. 또한, 두 방법으로 구한 진동모드도 잘 일치하므로 3.1에 소개된 방법으로 휠의 고유진동 특성을 정확히 정의할 수 있음을 알 수 있다.

Table 5 Modal characteristics of the wheel based on p/f(ω) and v/f(ω)

Mode No.	Acoustic FRF p/f(ω)	Structural FRF v/f(ω)	비고
1	 8794 Hz	 8785 Hz	
2	 8822 Hz	 8813 Hz	
3	 8887 Hz	 8878 Hz	
4	 8922 Hz	 8913 Hz	
5	 8967 Hz	 8957 Hz	
6	 9013 Hz	 9003 Hz	

4.2.3 MAC Value 검토

3장에서 설명되어 있는 MAC 값을 이용하여, ‘Laser Vibrometer’로 측정된 v/f(ω)에 기초한 모드들을 기준으로 p/f(ω)를 이용하여 정의된 모드들의 적합성을 검토하였다.

$$\begin{aligned}
 MAC_{vprs} &= \frac{|\{\psi_{vr}\}^T \{\psi_{ps}^*\}|^2}{\{\psi_{vr}\}^T \{\psi_{vr}^*\} \{\psi_{ps}\}^T \{\psi_{ps}^*\}} \quad (2) \\
 &= \frac{|\{\psi_{ps}\}^H \{\psi_{vr}^*\}|^2}{\{\psi_{ps}\}^H \{\psi_{ps}\} \{\psi_{vr}\}^H \{\psi_{vr}\}}
 \end{aligned}$$

Table 6 MAC of the wheel mode vectors based on the $p/f(\omega)$ with reference to those based on $v/f(\omega)$

		Mode from $p/f(\omega)$					
		#1	#2	#3	#4	#5	#6
Mode from $v/f(\omega)$	#1	0.79	0.00	0.05	0.02	0.00	0.00
	#2	0.00	0.78	0.04	0.02	0.00	0.00
	#3	0.03	0.03	0.67	0.26	0.00	0.00
	#4	0.01	0.04	0.33	0.87	0.04	0.05
	#5	0.02	0.00	0.03	0.09	0.88	0.00
	#6	0.02	0.00	0.00	0.05	0.00	0.85

식 (2)에서 아래 첨자 v 는 $v/f(\omega)$ 를 이용하여 구한 모드임을 나타낸다. 이 검토 결과를 위의 Table 6에 정리하였다. 표에서 알 수 있는 바와 같이, 두 방법으로 구한 동일한 모드들이 비교적 양호한 적합성을 가짐을 알 수 있다.

5. 결론

충격해머 가진에 의해 방사되는 소음을 이용하여 차량용 터보차저 휠 날개의 고유진동 특성을 분석하였다. 우선 고유진동 특성을 알고 있는 환형 디스크의 특성을 방사음을 이용하여 정의한 후 비교한 결과, 충분한 정확도를 가지고 있음을 검증하였다.

다음으로 가속도계를 이용한 전통적인 동특성 시험 방법을 차량용 터보차저의 컴프레서 휠에 적용하여 고유진동 특성을 분석한 결과, 환형 디스크와 달리 가속도계의 부가질량 및 케이블에 의한 부가감쇠로 인해 정확한 분석이 불가능함을 확인하였다. 이 문제점을 개선하기 위한 방법으로 응답위치에서 마이크로폰으로 측정된 방사소음을 이용한 음향/가진력 FRF를 상업용 모드 해석 프로그램으로 분석하여 6 개의 고유진동수 및 진동모드를 정의하였다. 또한, 이 결과를 Laser Vibrometer 시험 결과와 비교, 검증한 결과, 본 연구에서 이용된 방법이 충분한 정확도를 가지고 있음을 확인하였다.

4장에 설명되어 있는 기준에 따라, 제시된 방법을 이용하여 구조물의 고유진동 특성을 비교적 정확하게 파악할 수 있었으며, 가속도계 부착으로 인해 발생하는 부가질량 효과나 가속도계 케이블로 인한 부가감쇠 영향없이 정확한 측정이 가능함을 확인할 수 있었다. 마이크로폰은 일반적인 센서로서 상대

적으로 Laser Vibrometer 대비 매우 저렴하기 때문에 경제성에서도 유리한 점이 있다.

향후 연구에서는 (1) 주파수 범위 및 대상물의 특성 등에 따른 일반적인 시험 기준 확립, (2) 시험 방법에 따른 고유진동수 차이에 대한 원인 분석 등이 필요하다.

References

- 1) D. J. Inman, Engineering Vibration, 2/e, Prentice Hall, Inc., New Jersey, 2001.
- 2) P. Avitabile, "Experimental Modal Analysis: A Simple Non-mathematical Presentation," Sound and Vibration, Vol.35, No.1, pp.20-31, 2001.
- 3) D. J. Ewins, Modal Testing: Theory, Practice, and Application, 2nd Edn., Research Studies Press Ltd., Hertfordshire, England, 2000.
- 4) K. G. McConnell, Vibration Testing: Theory & Practice, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1995.
- 5) B. H. Lee and Y. S. Choi, "Automatic Q. C. of Electric Grinder using Vibration Signal," KSNVE Spring Conference, pp.173-178, 1998.
- 6) J. G. Sim and T. S. Gang, "Development of Fuel Pump Vibration Examine Equipment," KSAE Fall Conference, pp.768-773, 2003.
- 7) S. B. Choi, S. C. Lee and S. B. Han, "The Development of an Automatic Noise Inspection System of a Rotating Engine Part Using OLE," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.14, No.10, pp.968-974, 2004.
- 8) M. M. Samman, "Structural Damage Detection Using the Modal Correlation Coefficient (MCC)," Proceedings, International Modal Analysis Conference, pp.627-630, 1997.
- 9) G. R. Stultz, R. W. Bono and M. I. Schiefer, Fundamentals of Resonant Acoustic Method NDT, The Modal Shop White Paper, 2005.
- 10) S. J. Ahn and W. B. Jeong, "The Errors and Reducing Method in 1-dof Frequency Response Function from Impact Hammer Testing," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol.12, No.9, pp.702-708, 2002.

- 11) D. J. Inman, *Vibration with Control Measurement and Stability*, Prentice Hall, Inc., New Jersey, 1989.
- 12) N. Atakis, K. Mathioudakis, K. Kefalakis and K. Papiliou, "Turbocharger Unstable Operation Diagnosis Using Vibroacoustic Measurement," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.126, pp.840-847, 2004.
- 13) R. J. Allemang, "The Modal Assurance Criterion - Twenty Years of Use and Abuse," *Sound and Vibration*, Vol.37, No.8, pp.14-21, 2003.