

자동차 라디에이터 팬의 진동특성 및 발란싱에 대한 연구

Vehicle radiator, Fan-shroud unbalance vibration characteristics and its balancing method

김 인 응† · 최 현* · 박 영 필**

InWoong Kim, Hyun Choi, YoungPil Park

Key Words : Fan-shroud, unbalance, acceleration orbit

ABSTRACT

The fan-shroud plays the important role in cooling down the engine heat by the forced convection. As the fan-shroud is made by injection molding, the unbalance of the fan blades is inevitable, and its low frequency characteristics makes it easy to excite the resonances of the environmental structures. So controlling its vibration, specially the dominant vibration source of unbalance vibration, is one of key factor to improve the sound and vibration quality of the modern vehicles.

This paper introduces the plane balancing method, the most appropriate way of controlling the fan-shroud by generating the acceleration orbit measured from 2 accelerometers, and proves its balancing effect by the experiment.

1. 서 론

자동차의 품질향상을 위한 다양한 소음진동 저감의 방법들은 끊임없이 연구되고 있으며, 이 중 차량의 엔진열을 냉각시켜주기 위한 열교환기(radiator)에 인위적인 바람을 생성시켜주는 팬시라우드(fan-shroud)의 소음진동 저감 또한 중요한 요소이다. 팬시라우는 차량에 부착된 어느 회전체부품과 비교해도 크기가 크고, 많은 열을 냉각시킬 경우 고속으로 회전하기 때문에 소음진동 측면에서 반듯이 고려되어야 한다. 팬시라우드에서 발생하는 소음(noise)은 크게 공기유동에 의하여 발생하는 유동기인소음(air-borne noise)과 구조물 진동에 의하여 발생하는 구조기인소음(structure-borne noise)

으로 나누어 생각할 수 있다. 특히, 구조기인소음은 팬시라우드를 구성하는 사출구조물에서 팬 블레이드의 불평형(unbalance), 기구간섭, 공진(resonance) 등에 의하여 발생되며, 그중 사출물인 팬블레이드의 불평형에 의한 진동의 영향이 가장 크다. 팬블레이드의 불평형 진동은 회전수와 관계된 비교적 낮은 주파수 특성을 가지며, 이러한 낮은 주파수 특성의 구조진동은 흡음재, 차음재 등과 같은 일반적 진동 소음대책으로는 진동과 소음을 효과적으로 저감시키기 곤란하여 궁극적으로 소음의 원인이 되는 진동원(vibration source)을 억제하는 것이 진동과 소음을 개선시킬 수 있는 효과적인 방법이다.

본 논문은 팬시라우드에서 발생하는 구조기인소음에서 가장 큰 영향을 주는 팬블레이드의 불평형을 저감하기 위하여 두 개의 가속도계를 이용한 가속도 궤적형태로 팬시라우드의 불평형 진동을 계측 및 절대 불평형량을 계산하고, 이를 보정하는 방법을 보이고자 한다.

† 교신저자; 정회원, 시그널링크(주)
E-mail : iwkim@signallink.co.kr
Tel : 042-934-5082, Fax : 042-934-5083

* 시그널링크(주)
** 연세대학교 기계공학부

2. 모빌리티를 이용한 팬의 발란싱

2.1 팬시라우드의 진동특성

Fig.1은 팬시라우드의 구성을 나타내며, 모터가 고속 회전함에 따라서 팬블레이드의 등가불평형 질량, m_e 의 크기와 회전중심까지의 거리, r_e 에 각각 비례하고, 회전속도, ω 의 제곱에 비례하는 식 (1)과 같이 표현되는 불평형력이 발생한다. 여기서 불평형 질량은 플라스틱 사출물인 블레이드 자체의 사출 품질 불균일, 조립공차, 모터 축과 베어링 등의 조립 공차 등 다양한 원인에 의하여 발생할 수 있으며, 자체적 실험에 의하면 조립공차에 의한 불평형이 가장 큰 영향을 준다.

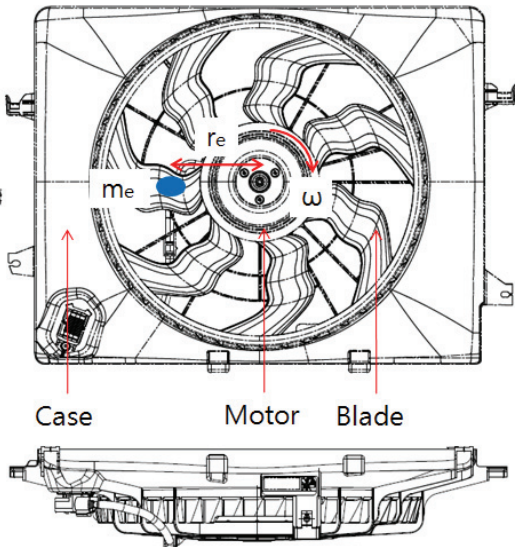


Fig.1 Schematics of Fan-shroud

Fig.2는 1,920rpm으로 회전하고 블레이드 7개 로 구성된 팬시라우드에서 측정된 가속도 진동신호 및 그 주파수 스펙트럼을 나타낸다. 정격회전수에 해당하는 32Hz의 불평형 진동성분이 가장 우세한 진동으로 나타나고, 이 진동의 조화성분(harmonics)이 기본회전주파수, 32Hz 간격으로 나타나고 있다. 특히 블레이드에 의한 대표적인 유동기인소음, 날개깃 통과주파수(BPF, Blade Pass Frequency)가 224Hz에서 비교적 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

정격회전주파수와 그 조화성분, 날개깃 통과주파

수 등은 모두 수십에서 수백Hz 대역으로 팬시라우드가 설치된 인근 자동차구조물의 고유진동수를 가진하여 공진에 의한 저주파수 소음을 크게 발생시킬 가능성도 있다.

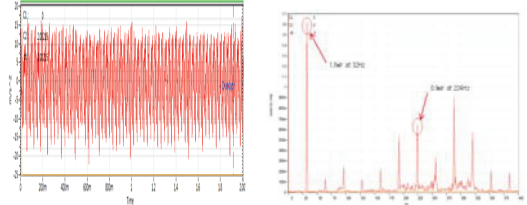


Fig.2 Time signal and frequency spectrum of the fan-shroud vibration

2.2 불평형 보정이론

Fig. 3은 팬시라우드의 단순화된 1자유도계 진동 모델을 나타내며, 식 (1)과 같이 표현되는 불평형 질량에 의한 가진력은 팬시라우드의 자체 질량을 포함하여 이를 고정시키고, 회전시키는 기구부의 질량 (m_t)과 기구부의 질량을 지지하는 탄성지지체의 강성에 의하여 식 (2)와 같이 단순화된 1자유도 운동 방정식이 형성되며, 이때 진동계에 작용하는 외력은 팬시라우드 자체의 불평형 질량에 의한 불평형 가진력이다.

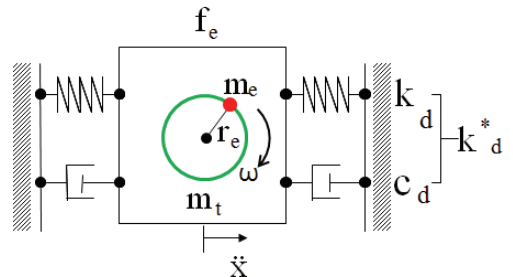


Fig.3 Fan-shroud 1 DOF vibrational model

$$m_e r_e \omega(t)^2 = f_e(t) \quad (1)$$

$$m_t \ddot{x}(t) + k_d^* x(t) = f_e(t) \quad (2)$$

여기서, $m_t = m_p + m_d + m_e$ 이다.

일반적으로 팬시라우드를 지지하는 방진고무를 탄성과 점성특성을 동시에 갖는 점탄성 재료(viscoelastic material)로 표현하는 경우, 방진고무

의 강성은 식 (3)과 같이 복소수 형태의 동강성 (dynamic stiffness)으로 표현되며, 동강성의 실수부는 탄성특성을 허수부는 점성특성을 각각 나타낸다. 팬시라우드 전체에서 발생한 진동 가속도는 직접적으로 진동계를 가진시키는 불평형 질량의 크기와 연관되며, 따라서 이를 측정하여 팬블레이드의 불평형 질량의 크기를 계산할 수 있다.

$$k_d^* = k_d + jw c_d \quad (3)$$

팬시라우드의 불평형 질량에 의하여 발생한 기구부의 수평 및 수직 진동가속도를 서로 직각으로 설치된 수평 및 수직축 가속도계를 이용하여 측정한다. 또한 광 센서와 반사테일을 사용하여 회전하는 팬의 발란싱 기준점인 인덱스 신호를 측정하고 수평 및 수직 가속도 진동신호와 조합하여 팬시라우드의 절대 불평형 질량의 크기 및 최적의 보정정보를 계산한다.

가속도계(accelerometer)에 의하여 측정된 기구부의 진동가속도를 신호처리(signal processing)한 후, 팬시라우드의 회전수에 해당하는 주파수 성분에서의 진동 크기를 계산하여 기구부에서 측정된 모빌리티 값과 수치연산을 통하여 팬시라우드의 절대 불평형 질량의 크기를 계산할 수 있다. 여기서, 절대 불평형 질량의 크기를 계산하는 방법은 시간영역(time domain)에서의 진동이 아닌 주파수 영역(frequency domain)에서의 계산방법을 사용함으로써, 정격 회전수 이외의 주파수에서 발생하는 외부 잡음(external noise)에 의한 영향을 최소화하여 측정정도를 향상시킬 수 있다.

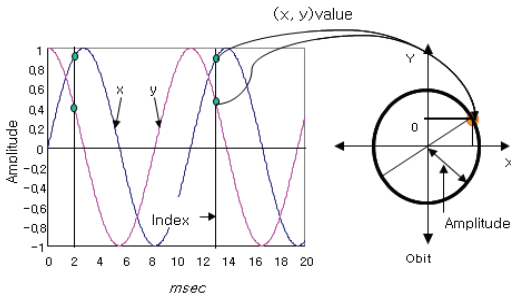


Fig.4 orbit를 이용한 불평형 질량의 크기 및 위치

Fig.4에서와 같이 수평 및 수직방향으로 설치

된 가속도계의 출력과 인덱스 신호를 이용하여 x, y 축으로 진동계적을 그리면, 궤적의 반경은 불평형 진동의 크기정보를 나타내며, 인덱스 신호가 검출되는 순간의 궤적 위치는 불평형 질량의 위치를 각각 나타낸다.

팬시라우드 위에 불평형 질량이 존재하는 위치는 식 (4)와 같이 표시될 수 있으며, 변위신호의 시간에 대한 1차 미분 및 2차 미분은 각각 속도 및 가속도로 변환될 수 있다. 측정된 가속도 신호와 180° 위상차를 갖는 위치에 불평형 질량이 존재함을 의미하며, 반대로 가속도 신호는 불평형 질량을 보정할 위치를 나타낸다.

$$x = A \sin(wt) \quad (4)$$

$$\dot{x} = w A \cos(wt) \quad (5)$$

$$\ddot{x} = -w^2 A \sin(wt) \quad (6)$$

$$x = -(1/w^2) \ddot{x} \quad (7)$$

팬블레이드의 불평형 질량 크기는 식 (8)과 같이 계산된 진동가속도와 모빌리티의 역수 (mechanical impedance)를 곱하여 계산된 가진력을 식 (9)와 같이 팬블레이드 회전속도의 제곱과 등가 회전 중심거리의 곱으로 나눔으로써 구할 수 있다.

$$\ddot{x} \times \left(\frac{F_e}{x} \right) = F_e \quad (8)$$

$$m_e = \frac{F_e}{r_e w^2} \quad (9)$$

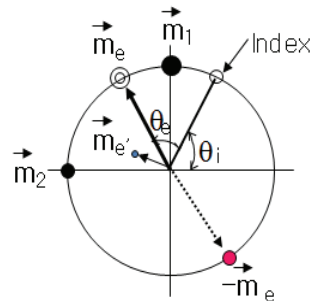


Fig.5 불평형량과 보정질량의 벡터 합

Fig.5에서와 같이 계산된 불평형 질량이 존재하

는 위치 \vec{m}_1 과 \vec{m}_2 의 벡터합 \vec{m}_e 의 불평형 질량을 보정하기 위하여 180° 위상에 $-\vec{m}_e$ 와 가장 가까운 수의 보정질량들을 계산하여 그 결과인 \vec{m}_e' 가 최소가 되도록, 즉 질량보정 이후 불평형 질량이 최소가 되도록 계산한다.

3. 실험결과

3.1 모빌리티 측정 및 인덱스 검출

팬시라우드 발란싱 시스템은 불평형량을 측정하기 위하여 하드웨어 기구부(mechanical port)와 계측된 센서의 출력에 대한 신호처리 및 불평형 질량과 위치정보의 계산, 최적 보정결과와 연산 등의 소프트웨어로 구성되어 있으며, 전체 시스템의 구성은 Fig.6과 같다.

하드웨어 기구부에 있어서 팬시라우드의 미세진동을 측정하기 위해 고감도 가속도계(accelerometer)를 수평(x축), 수직(y축)방향으로 각 2개를 설치함으로써 불평형량에 의한 가속도 진동 궤적(orbit)을 그릴 수 있도록 하였으며, 빠른 응답시간(response time)을 가진 광 센서(fiber sensor)를 사용하여 팬시라우드 위의 인덱스 신호를 검출하였다.

팬시라우드의 절대 불평형량을 측정하기 위하여 팬시라우드가 장착되는 기구시스템의 동특성을 측정하였으며, 팬시라우드의 정격회전수에서 임팩트 해머를 이용한 액셀러런스(accelerance) 형태의 주파수응답함수를 측정된 결과와 가속도 측정값을 식 (8)과 (9)에 대입함으로써 불평형량의 크기를 구할 수 있다.

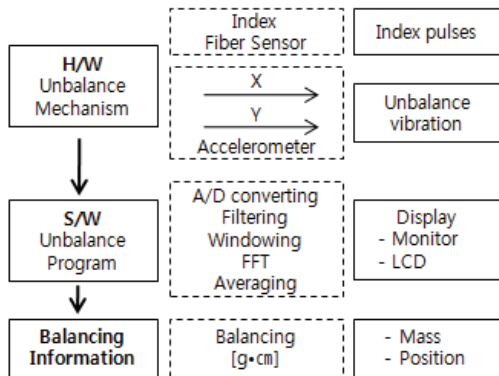


Fig.6 Process of Fan-shroud balancing

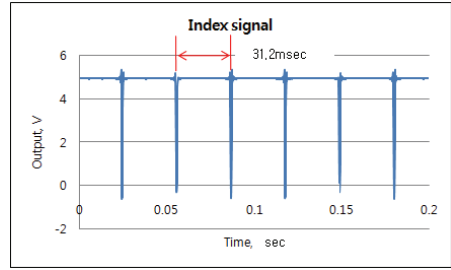


Fig.7 index pulses measured on 1,920rpm

광센서가 회전하는 팬시라우드에서 인덱스를 감지하고 정확한 지점에서 출력을 내기 위해서는 충분히 빠른 응답성능을 가져야하며 센서의 설치 방법과 인덱스의 크기, 형상에 따라서 검출성능이 달라진다. 이를 위해 광센서의 초점거리를 정확히 맞출 필요가 있으며, 기준점이 되는 인덱스의 폭을 최소한으로 하여 정확한 위치 검출이 이루어지도록 해야 한다.

Fig.7은 1,920rpm로 정격 회전하는 팬시라우드에서 인덱스가 검출될 때 광센서에서 출력되는 펄스 신호이다. 이 신호는 인덱스를 감지하는 순간 5V에서 0V의 펄스를 출력시키며, 주기는 $1/32Hz$ 에 해당하는 31.2msec이고, 반경이 65mm인 인덱스의 선속도는 약 2.08m/s이다.

3.2 선형성 및 보정성능

본 실험에서 사용된 팬시라우드는 소비전력 170W, 팬지름 460mm, 중량 3.1kgf의 제품이고 불평형량 보정에 사용하는 보정질량은 0.7g의 쇠구슬(steel ball) 1종류로 한정되어 있으며 보정위치의 반경 또한 65mm로 한정 되어 있다. 반면 보정질량 개수와 보정각도는 임의로 부착 가능하다. 본 연구에서는 보정위치의 반경이 정해져 있으므로, 질량과 거리의 곱으로 표현되는 불평형량의 단위에서 거리를 생략하고 질량의 크기만으로 표현하였다.

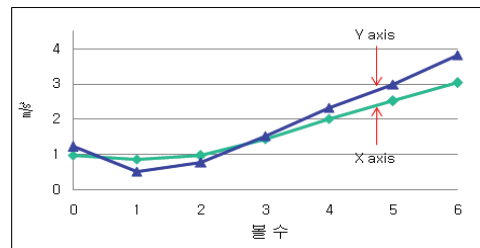
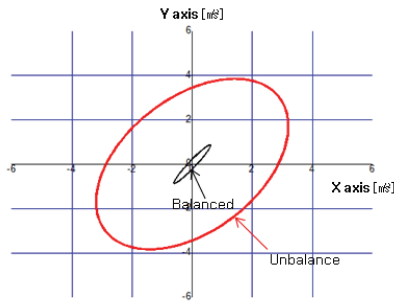


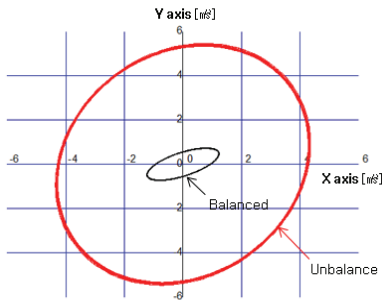
Fig.8 result of linearity test

임의의 시료를 선정하여 회전 주파수 성분값으로 보정질량 개수에 대한 진동가속도 크기의 선형성 (linearity) 실험결과는 Fig.8과 같이 양호한 수준으로 나타나고 있다.

Fig.9는 불평형질량의 기준이 3g일 때 두 개의 시료에 대하여 발란싱 실험결과를 나타낸다. 시료#1은 발란싱 값이 0.326m/s²(2.708g)으로 목표 발란싱 결과 값 이내의 불평형 질량보정이 가능한 경우이고, 시료#2는 정해진 보정질량과 보정위치 조건에서는 발란싱 결과 값이 0.614m/s²(5.100g)으로 보정이 불가능한 경우의 가속도 궤적(acceleration orbit)을 보여 주고 있다.



시료 #1
(a) 보정 가능



시료 #2
(b) 보정 불가

Fig.9 balanced acceleration orbits

Table 2의 실험결과에서 알 수 있듯이 궤적을 이용한 발란싱 후 약 90%의 불평형량이 제거되었으며, 이는 보정질량크기 및 개수와 보정위치에 대한 제약이 없다면 좀 더 정밀한 발란싱이 가능할 것으로 사료된다.

Table 2 balance performance test

Balance Information		Initial	Balanced
시료#1	Acc.	3.472m/s²	0.326m/s²
	Mass	28.841g	2.708g
	Phase	197°	121°
시료#2	Acc.	5.365m/s²	0.614m/s²
	Mass	44.566g	5.100g
	Phase	274°	94°

4. 결론

1) 팬시라우드와 같이 저주파수 회전불평형이 우세한 부품에 대한 발란싱 방법으로 수평수직의 가속도계를 평면상에 설치하여 측정된 가속도 궤적(acceleration orbit)을 이용한 방법이 효과적이다.

2) 진동을 이용한 발란싱 방법에서 측정된 진동량은 제품이 설치된 기계시스템의 기구적 동특성, 즉 모빌리티의 영향을 받으므로, 사전에 이를 측정하고, 이후 측정된 진동값과 연산하여 절대적인 발란싱값을 얻을 수 있다. 이러한 방법은 짧은 시간안에 정해진 발란싱을 수행하여야 하는 팬시라우드와 같은 자동차 부품의 양산라인에서의 발란싱 방법으로 효과적이다.

참고 문헌

- (1) R. Gasch, H.Pfutzner, p. 128-130, "Rotor dynamics"
- (2) Singiresu S. Rao, 1984, "Mechanical vibrations", p. 136-138.
- (3) Tomas G. Beckwith, Roy D. Marangoni, John H. Lienhard, 5th edition, Addison Wesley, 1983, "Mechanical measurements"
- (4) Daniel J. Inman, 2nd edition, Prentice Hall, 2000, "Engineering vibration"
- (5) David L. Bernhard, 3rd edition, 2005, "Machinery Balancing", p. 55-56