

진공청소기 팬 모터의 진동 및 소음원인 분석을 위한 유동해석

김재열*, 광이구⁺, 안재신⁺, 양동조⁺, 송경석⁺⁺, 박기형⁺⁺⁺

(논문접수일 2004. 2. 9, 심사완료일 2004. 4. 27.)

The Flow Analysis for Vibration and Noise Diagnostic of Vacuum Cleaner Fan Motor

Jae-Yeol Kim*, Lee-Ku Kwac⁺, Jae-sin An⁺, Dong-Jo Yang⁺, Kyung-Suck Song⁺⁺, Ki-Hyung Park⁺⁺⁺

Abstract

Recently technology resulted in highly efficient and multiple-functional electric appliances considering environmental problems. One of the environmental problems is noise of a product in respect to its function. A vacuum cleaner is an essential electric appliance in our daily lives. However, severe noise resulted from high motor speed for improving the function of the appliance is a nuisance for the user. This noise is caused by vibration from various parts of the appliance and fluid noise during a series of intake and exhaust processes while rotating the impeller connected to the axle at a high speed of the fan motor inside the vacuum cleaner rotating around 30,000-35,000rpm. Despite the fact that many researchers conducted studies on reducing the noise level of the fan motor in a vacuum cleaner, only few studies have been conducted considering both the theoretical and experimental aspects using fluid analysis by measuring vibration and noise. Moreover, there has not been a study that accurately compared major noise data obtained considering both of the aspects. In this study, both aspects were considered by considering the following experimental and theoretical methods to verify the major causes of noise from the fan motor in a vacuum cleaner.

Key Words : Fan Motor in Vacuum Cleaner(진공청소기용 팬모터), Laser Vibration Measurement(레이저 진동측정), Aerodynamic Suond(공력소음), BPF(Blade Passing Frequency)

1. 서론

최근 가전제품의 기술개발은 고효율화, 다기능화와 더불어 환경문제를 고려하는 방향으로 진행되고 있다. 여러가

지 거론되고 있는 환경문제 중 제품의 소음에 대한 문제도 이제는 성능의 관점과 더불어 환경문제로 인식 되어야 한다. 진공청소기는 가전 제품 중에서 인간의 일상생활에서 꼭 필요한 가전제품의 하나이다. 그러나, 성능향상을 위한 과도

* 조선대학교 기전공학과 (jykim@chosun.ac.kr)
주소: 501-759 광주광역시 동구 서석동 375번지
+ 조선대학교 대학원 정밀기계공학과
++ 조선대학교 대학원 광기술공학과
+++ 조선이공대학 컴퓨터응용기계과

한 회전 속도 때문에 큰 소음을 유발하며 그로 인해서 사용자에 소음으로 인한 스트레스나 피로누적 등의 큰 불편을 초래하고 있다. 이것은 진공청소기내에 있는 팬 모터가 30,000~35,000rpm으로 고속회전을 통해서 축에 연결되어 있는 임펠러를 회전시켜 공기를 흡입, 배출시키는 일련의 작동을 하면서 여러 가지 진동 및 유체소음을 일으키기 때문이다. 이러한 진공청소기용 팬모터의 소음 저감 연구는 국내외 관련회사 및 연구소에서 활발히 진행되고 있다⁽¹⁾.

하지만 대부분 유동해석 등의 이론적인 방법의 소음분석에 대한 연구가 진행되고 있다. 또한 측정을 통한 실험적인 방법의 소음분석은 접촉식 가속도계를 사용한 소극적인 연구가 진행되고 있다⁽²⁻⁵⁾.

본 연구에서는 진공청소기 팬 모터의 공력소음 및 주요 소음 원인을 규명하기 위해서 우선 3차원 레이저 측정기를 이용하여 모터 케이싱, 베어링, 정류자, 브러쉬 등의 진동모드를 측정하고, 진공청소기 모터의 원심팬의 유동장을 해석하여 진동데이터와 유동 데이터를 비교하고 진공청소기용 팬 모터의 공력소음 및 주요 소음의 원인을 분석하고자 한다.

2. 진동 측정 및 유동장 해석

2.1 3차원 레이저 진동 측정 및 소음 측정

모터는 Fig. 1에서 나타난 것과 같이 크게 케이싱, 임펠러, 디퓨저, 축 및 베어링 등 기구부와 아마추어 필드, 정류자, 브러쉬 및 전기부로 이루어져 있다. 모터자체에서 발생하는 진동소음은 모터진동이 안내벽을 통하여 위의 모터 여러 구성물들을 진동시켜 발생하는 것이다. 본 논문에서 측정하고자 하는 모터의 재원은 임펠러(Impeller) 깃이 9개, 디퓨저(Diffuser) 깃이 15개이다.

진동을 측정하기 위해 10분 이상 모터를 회전시켜 모터를 안정화시켰으며, 모터의 앞쪽으로부터 1m 떨어진 위치에서 진동을 측정하였다. 측정된 모터의 회전수는 34,000 rpm의 고속 회전을 하며, 구동전원은 220V, 60kHz의 교류전원으로 작동시켰다. 외부로부터의 진동 유입을 방지하기 위해 방진 테이블과 우레탄 패드를 사용하였다. 진동 측정 장비로는 3차원 레이저 진동 측정기(PSV300)와 Reference 진동 측정용 접촉식 가속도계를 사용하였다.

먼저 케이스 전체영역의 진동모드를 관찰함으로써 각 성분의 주파수가 주로 어느 부위에 존재하는가를 살펴보았다. 또한 30개의 포인트를 선택하여 특정 포인트에서의 주파수 성분을 관찰하였다.

전체영역에 대한 진동 스펙트럼을 관찰하여 피크가 일어

나는 주파수 대역은 Fig. 2에서 보는 것처럼 120Hz, 240Hz, 360Hz, 480Hz, 570Hz, 1.710kHz, 2.510kHz, 4.000kHz, 4.572kHz, 5.130kHz, 6.270kHz, 10.26kHz, 12.54kHz, 15.39kHz에서 피크값이 관찰되었다.

Fig. 3을 보면 각 주파수 성분별로 어느 영역에서 주로 발생하는가를 관찰할 수 있었다. 여기서 전원 주파수를 제외한 대부분의 높은 피크값의 진동이 임펠러 케이스부에서 발생하는 것을 알 수 있으며, 이는 공기의 유동에 의한 것으로 사료되어진다. 30개의 포인트는 Fig. 4(a)와 같이 설정하였으며, 특정 포인트에 대한 주파수 특성은 Fig. 4(b)~(d)와 같이 측정되었다. 여기서 전원 주파수를 제외한 문제시되는 피크 주파수는 2.51kHz, 4.572kHz, 5.13kHz, 10.26kHz, 12.54kHz, 15.39kHz이며 특히 5.13kHz, 10.26kHz와 15.39kHz 대역의 진동이 소음과 연관되는 것으로 사료된다. 저주파 영역에서의 진동 측정결과 중 120Hz, 240Hz, 360Hz, 480Hz의 피크는 60Hz의 하모닉(Harmonic) 성분으로써 220V, 60Hz 교류의 구동전원에 따른 진동임을 알 수 있다. 또한 570Hz의 진동은 34,000rpm의 회전속도에 의해 가진되는 진동이며, 이것의 하모닉 진동은 1.710kHz에서 발생하였으며, 이후 하모닉 진동은 관찰되지 않았다. 따라서 모터의 발란싱은 양호한 것으로 사료된다.

고주파 영역에서의 진동 측정 결과에서 5.13kHz, 10.26kHz, 15.39kHz의 진동은 9개의 임펠러의 출구로부터 분출되는 유동이 디퓨저 날개 전면부와외의 간섭에 의해서 발생하는 BPF(Blade Passing Frequency)소음에 의한 진동과 하모닉 주파수에 의한 진동이다. 이것은 임펠러 및 디퓨저의

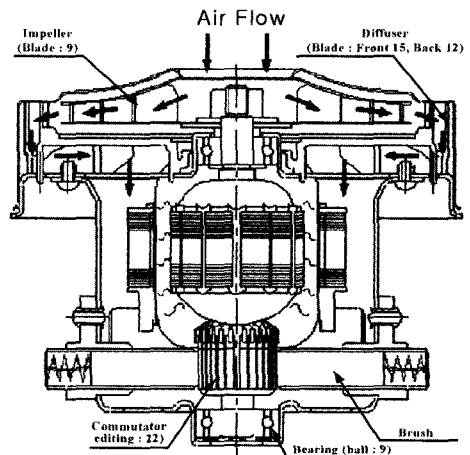


Fig. 1 Structure of fan motor in a vacuum cleaner

날개 면에서의 박리와 후류에 의한 와류에 의해서 발생된다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 5.13kHz의 진동을 각 측정 포인트를 비교하면 모터 상부 케이스 쪽에서 멀어 질수록 진동의 크기가 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 디퓨저로부터 멀어질수록 유체의 난류유동이 감소함으로써 BPF의 고주파 소음은 감소되고 저주파 성분의 소음이 필터링 되고 있기 때문이다. 그리고 회전 진동과 임펠러와 디퓨저 사이에서 발생하는 진동의 2차 하모닉 진동은 2.510kHz, 4.000 kHz, 4.572kHz, 6.270kHz 등이 관찰 되었다.

또한 12.54kHz 는 570Hz×22로써 정류자의 편심 22개와 브러쉬의 접촉에 의한 진동이며 모터 상부까지 전파된 것으로 사료된다. 이상의 진동측정 실험결과 고속 회전 모터의 기계적인 진동과 유체 소음에 의한 진동을 모두 관찰할 수 있었으며, 특히 유체 소음 중 임펠러로부터 분출되는 유동이 디퓨저 날개와의 간섭으로 발생하는 BPF 소음과 임펠러로부터 분출되는 유동이 디퓨저 날개와 부딪히고 날개를 통과하면서 1kHz 이상의 주파수 대역에서 발생하는 난류소음에 의한 진동을 정확히 구별할 수 있었다.

소음 데이터는 579Hz, 1.14kHz, 5.13kHz, 10.26kHz, 15.39kHz의 주파수 영역에서 큰 피크 값을 관찰할 수 있었

다. Fig. 5의 소음측정 데이터와 모터 전체케이스의 진동측정 데이터를 비교해 보면 비슷한 주파수 영역에서 피크가 발생하는 것을 알 수 있다. 570Hz, 1.14kHz의 피크는 모터 회전속도에 의한 것이며, 소음 피크값은 크지만 청소기 외

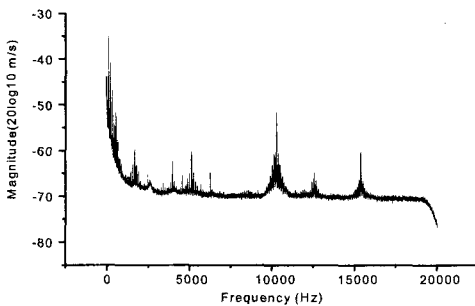


Fig. 2 The spectrum of fan motor case in a vacuum cleaner

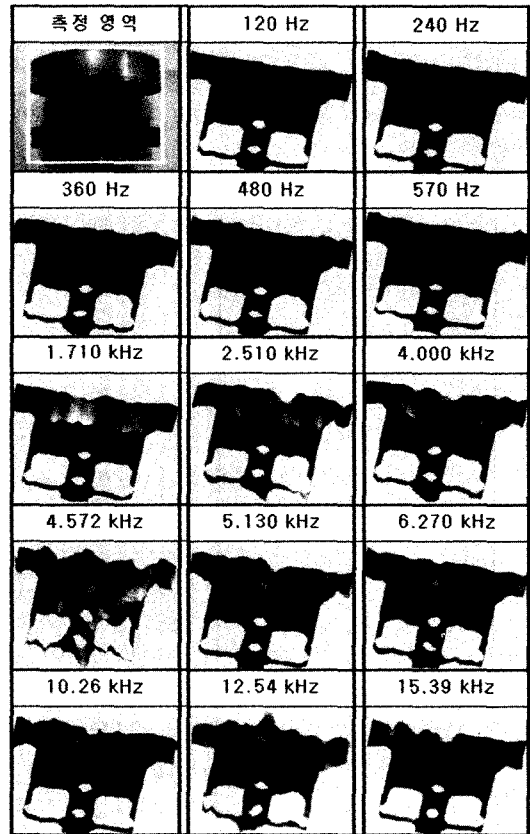
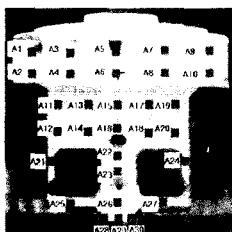
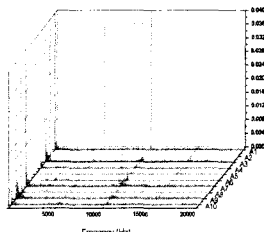


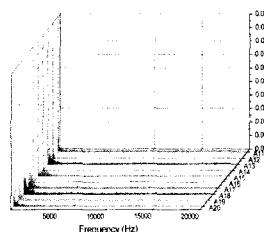
Fig. 3 3-D vibrating mode of fan motor case in a vacuum cleaner



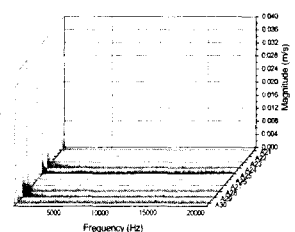
(a) Measuring point



(b) FFT of Point A1~A10



(c) FFT of Point A11~A20



(d) FFT of Point A21~A30

Fig. 4 The Spectrum of specification point (Case)

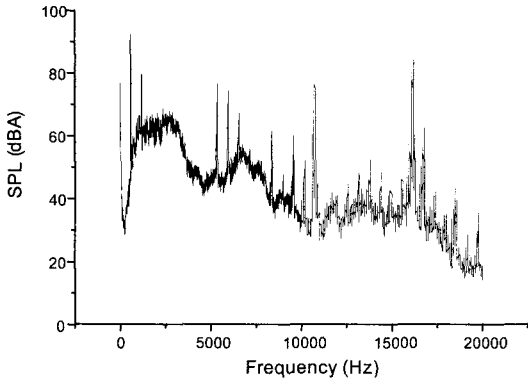


Fig. 5 The spectrum of noise

부 케이스에 의해 충분히 방음되는 소음이다. 여기서 가장 문제시되는 소음은 5.13kHz, 10.26kHz, 15.39kHz 대역의 소음이다. 가장 인간의 귀에 거슬리며, 청소기 외부 케이스를 덮은 후에도 크게 존재하는 소음이기 때문에 반듯이 이 소음을 줄이는 대책이 필요할 것이다.

이상의 진공청소기용 팬 모터의 3차원 레이저 진동 측정기를 이용한 진동측정과 마이크로폰을 이용한 소음 측정의 결과 고속 회전 모터의 진동 특성은 일반 송풍기의 진동특성과 같이 광대역 주파수의 유체소음과 이산 주파수 소음인 BPF 소음 의한 진동이 상당히 크다는 것을 검증할 수 있었다. 또한 공기의 유동과 케이스의 진동은 밀접한 관계가 있었으며, 유동에 의해서 케이스의 진동이 발생됨을 확인할 수 있었다.

이러한 결과는 고속 회전 모터의 소음분석을 실험적인 방법을 통해 충분히 해결할 수 있다는 것을 알 수 있었다. 또한 이론적인 유동해석을 통한 모터의 최적설계의 실험적 검증함으로써 3차원 레이저 진동측정기가 유효할 것으로 사료된다.

2.2 진공청소기 팬 모터의 유동장 해석

이러한 공력 소음의 이론적 분석을 위해 유동해석을 수행하였다. 사용된 Pre-processor는 Gambit, Tgrid를 이용하였으며, Solver 및 Post-processor는 Fluent를 이용하였다.

유동해석은 비정상 유동에서 물체의 표면인 모든 제어 면에서 그 점에 수직인 상대속도가 0이라는 경계조건과 각 깃에서 흘러지는 모든 후류는 Total circulation 이 보존되어야 한다는 Kelvin 조건을 주었다. 또한 공력소음 예측은 이산와류법과 Lawson법을 이용하여 계산하였다^(4,5).

앞서 측정된 모터 케이싱부의 진동 데이터를 분석한 결과, 주된 소음의 원인은 임펠러와 디퓨저 사이에서 발생하는 공력소음으로 확인하였다. 따라서 유동해석을 위한 모델링은 임펠러의 디퓨저 단면을 2차원 형상화 하여 유동해석에 적용하였다. 또한 강한 피크소음의 원인이 임펠러와 디퓨저의 상호작용에 의한 하모닉 성분이기 때문에 이러한 작용을 피하기 위해 임펠러 깃의 간격을 등간격과 비등간격으로 모델링 하여 유동해석을 수행하였다. 임펠러와 디퓨저의 2차원 형상과 경계조건, 임펠러의 등간격 모델링과 비등간격의 모델링은 Fig. 6과 같다. Pre-processor에서의 모델링 경계조건은 Solver에서 구체적으로 주어질 항목을 설정해주는 것이다. 즉, 유동의 입구와 출구, Rotational fluid 및 Stational fluid의 분리 설정 및 경계 설정을 하는 것이다. 여기서, 입구(Inlet)는 임펠러의 안쪽을 설정하였으며, 출구(Outlet)는 모터 바깥쪽의 1.5m 떨어진 부분으로 설정하였다. 이것은 출구의 압력 조건을 0으로 하기 위한 것이다. 또한, Rotational fluid는 임펠러로, Stational fluid는 디퓨저로 설정하였으며, 그 경계는 각각의 Wall에 대해 Interface 조건으로 설정하였다. 유동장 해석은 Fluent를 이용하여 임펠러와 디퓨저를 해석하였다. Sliding Mesh 방법을 이용해서 비정상 유동을 해석하였고 임펠러와 디퓨저의 위치, 압력은 소음 해석을 위해서 UDF(User Define Function) 기능을 이

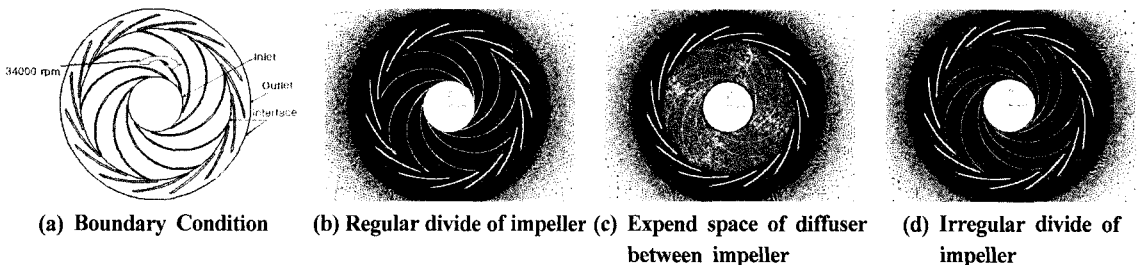


Fig. 6 Vacuum cleaner motor flow field 2-D modelling and Boundary condition

용하여 매시간 저장하여 관찰하였다.

먼저 임펠러 깃의 등간격 유동해석을 수행하였다. Fig. 7은 속도장에서 속도의 변화를 나타내어 주고 있다. 내부 유동장의 속도는 그림과 같이 34,000rpm로 회전하는 임펠러와 흡입구로 들어와 임펠러의 날개 바깥쪽으로 배출되어 감으로써 속도가 증가하는 것을 확인 할 수 있다. 이는 임펠러의 회전 속도와 임펠러와 디퓨저 사이의 높은 압력 발생 때문인 것으로 사료된다. Fig. 7은 속도장에서 임펠러와 디퓨저의 깃의 경계에 대한 부분의 속도를 보여주고 있다. Fig. 8은 속도장의 벡터 값이다. Fig. 9에서 피크 부분은 디퓨저의 깃과 임펠러의 깃이 접하는 부분이며, 다른 부분보다 깃과 깃 사이에서 속도가 빨라지는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 Fig. 9 (a)와 (b)를 비교해보면 큰 압력을 얻기 위해서 임펠러와 디퓨저 사이의 간격을 줄임으로써 이 부분에서 큰 압력이 발생하게 되어 압력 차로 인한 속도의 변화가 나타나는 것을 알 수 있었다. 또한 Fig. 9 (a)와 (c)를 보면 임펠러깃이 비등간격일때 깃이 접할 때의 속도는 크게 차이하지 않지만 다른 위치에 있을 때는 속도가 골고루 분포되는 것을 확인할 수 있었다. 이것은 깃과 깃의 규칙적인 충돌을 피하였기 때문으로 사료된다.

Fig. 10은 전체의 유동장에 걸쳐 압력의 변화를 보여주고 있으며 Fig. 11은 압력의 벡터 값을 보여주고 있다. 속도장과 마찬가지로 전체 유동장 내에서 임펠러와 디퓨저 깃 사

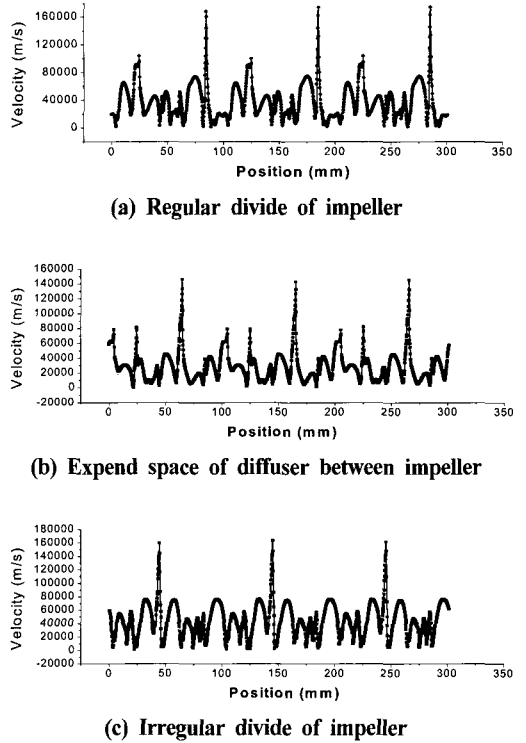
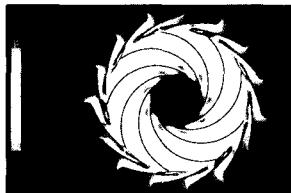
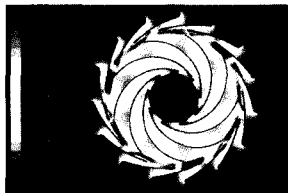


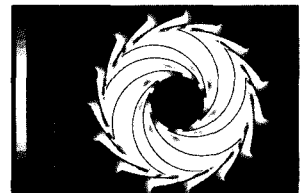
Fig. 9 Flow velocity of diffuser between impeller



(a) Regular divide of impeller

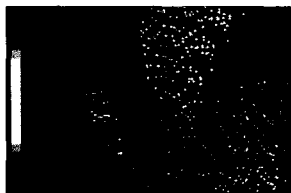


(b) Expand space of diffuser between impeller



(c) Irregular divide of impeller

Fig. 7 The Velocity Field of blade



(a) Regular divide of impeller

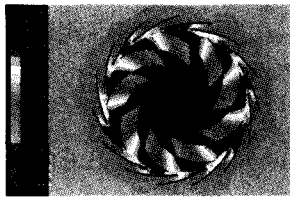


(b) Expand space of diffuser between impeller

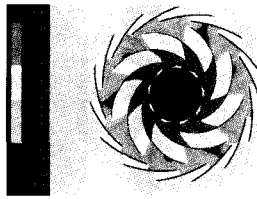


(c) Irregular divide of impeller

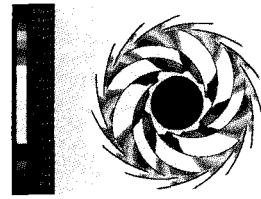
Fig. 8 The Velocity field-vector of blade



(a) Regular divide of impeller



(b) Expand space of diffuser between impeller

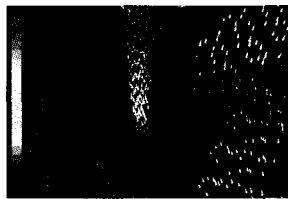


(c) Irregular divide of impeller

Fig. 10 Total pressure field



(a) Regular divide of impeller



(b) Expand space of diffuser between impeller

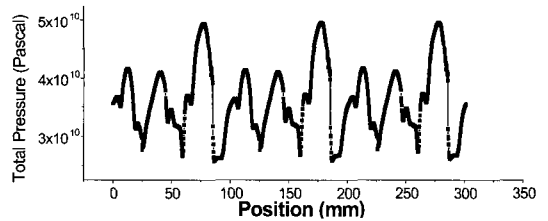


(c) Irregular divide of impeller

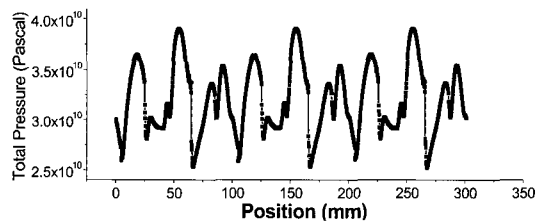
Fig. 11 The total pressure field-vector of blade

이의 압력이 가장 큰 것을 확인할 수 있었다. 속도장과 같이 임펠러와 디퓨저에서 흘러지는 후류 와류의 세기가 인접한 곳의 값이 다를 수 있다. 또한 임펠러에서 흘러지는 후류 와류가 디퓨저에서 흘러지는 후류 와류의 세기보다 더 큰 교란을 받음을 알 수 있다. 이러한 교란은 것의 비정상 힘의 교란을 가져오고 결국 원형 케이싱의 원심팬에서 공력 소음으로 나타난다. Fig. 12 (a)와 (b)를 비교해보면 디퓨저와 임펠러의 간극이 클때 유동압력이 낮아지는 것을 확인할 수 있으며, (c)를 살펴보면 유동압력 값은 (a)와 차이가 없지만 전체적인 압력분포가 완만해진 것을 확인할 수 있었다.

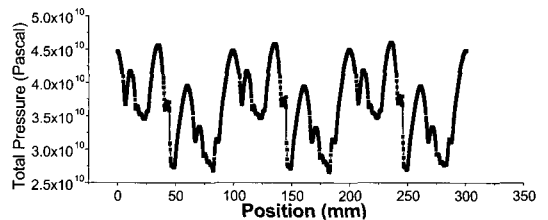
Fig. 13~14는 디퓨저에 가해지는 Force 변동을 보여주고 있다. 이것은 앞서 설명한 UDF 기능에서 매시간 저장한 데이터를 나타낸 것이며, 디퓨저의 Force 변동이 임펠러의 등간격일 때는 5.13kHz, 10.26kHz, 15.39kHz로 고주파수 대역에서 5.13kHz의 간격으로 변동하는 것을 볼 수 있다. 이렇게 5.13kHz의 간격으로 주파수의 변동이 높은 피크 값을 나타내는데 이는 진공청소기 팬 모터의 소음 중에서 이산주파수 소음인 BPF 소음이다. BPF 소음은 디퓨저와 임펠러 사이에서 일어나는 주파수로 임펠러가 회전하면서 규칙적으로 디퓨저 깃과 만나는 지점에서 일종의 공명을 일으켜서 나는 소음으로 보인다. 이런 소음이 일어나는 원인은 진공청소기 팬 모터의 흡입력을 높이기 위해서 디퓨저와 임펠러 사이의 간극을 작게 함으로써 소음값이 커지면서 문제가 되고 있지만 근본적인 이유는 디퓨저 깃과 임펠러 깃의



(a) Regular divide of impeller

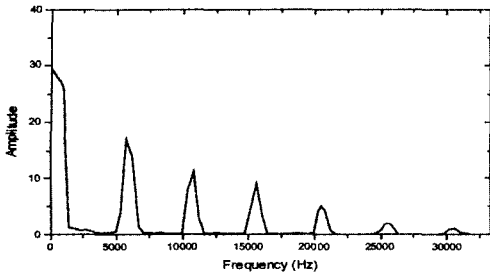


(b) Expand space of diffuser between impeller

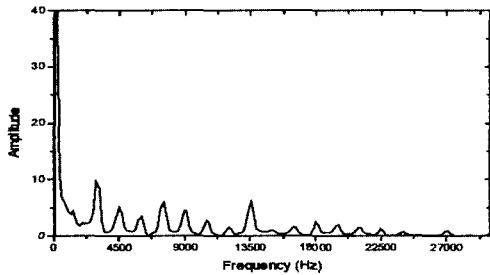


(c) Irregular divide of impeller

Fig. 12 Flow pressure of diffuser between impeller



(a) Regular divide of impeller



(b) Irregular divide of impeller

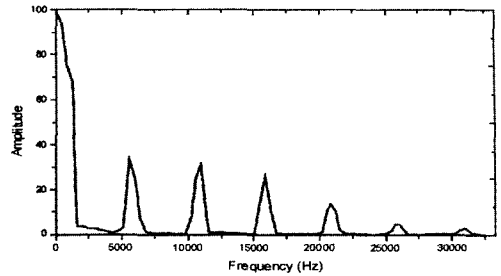
Fig. 13 Force change that is imposed to diffuser-X axis

규칙적인 유동의 충동에 의해 발생하는 것이다. 이러한 규칙적인 충동을 피하기 위해 임펠러 깃을 비등간격으로 설계하여 해석한 결과 Fig. 13~14의 (b)와 같이 펄스변동이 (a)에 비해 크게 줄어든 것을 확인할 수 있었다.

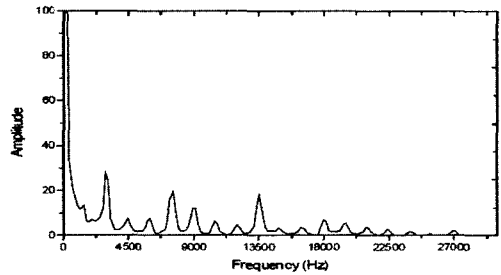
3. 결론

본 논문에서는 34,000rpm으로 회전하는 진공 청소기용 팬 모터의 3차원레이저 진동 측정기를 이용한 Motor Casing 진동 측정과 유동장 해석을 통한 공력 소음 예측 등을 수행하여 유체의 유동에 따른 소음과 진동의 연관성을 분석하였고, 소음의 원인을 규명하였으며, 그 결과는 다음과 같다.

- (1) 3차원레이저 진동측정기(PSV300)를 이용하여 측정된 전체 케이싱의 진동 데이터를 분석한 결과 교류전원 주파수를 제외하고 문제시되는 주파수는 12.4kHz, 5.13kHz, 10.26kHz, 15.39kHz로 확인되었으며 12.4kHz는 정류자와 브러쉬간의 접촉에 의한 주파수이며, 5.13kHz, 10.26kHz, 15.39kHz의 주파수는 임펠러의 디퓨저간의 BPF 소음으로 확인되었다.
- (2) 2차원으로 모델링한 진공청소기 팬 모터의 유동장을 해석하고 속도장, 압력장, 그리고 디퓨저의 force 변동을



(a) Regular divide of impeller



(b) Irregular divide of impeller

Fig. 14 Force change that is imposed to diffuser-Y axis

고찰해 본 결과 디퓨저와 임펠러 사이에서 가장 큰 속도의 변화와 높은 압력을 확인할 수 있었다. 이러한 결과를 토대로 디퓨저의 force 변동 그래프를 PSV 300으로 측정된 진동데이터와 비교해보면 두 측정치에서 5.13 kHz 주기로 고주파수 영역에서 높은 피크 값을 확인할 수 있었고, 이는 임펠러와 디퓨저 사이에서 각 깃이 접할 때마다 일종의 공명을 일으켜서 발생하는 주파수임을 확인하였다.

- (3) 유동해석을 통해 모터의 흡입력을 높이기 위해 임펠러와 디퓨저간의 간극을 작게 하여 소음이 더욱 커졌다는 것을 확인할 수 있었으며, 임펠러의 깃이 비등간격일 때 압력과 속도의 큰 변화 없이 피크 소음을 줄일 수 있는 가능성을 제시하였다.

참고 문헌

- (1) Kim, J. Y., Kwac, L. K., An, J. S., Kim, C. H., Song, K. S., and Yang, D. J., 2003, "3-D Laser Vibration Measurement for Nose and Vibrating Mode Analysis of Fan Motor in a Vacuum Cleaner," *KSPE Fall Conference*, pp. 128.
- (2) Mongeau, L., Thomson, D. E., and McLaughlin, D.

- K., 1993, "Sound Generation by Rotating Stall in Centrifugal Turbomachines," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 163, No. 1, pp. 1~30.
- (3) Choi, I. H., and Chae, H. K., 1994, "The Study of Noise Reduction Method for Vacuum Cleaner Fan Motor," The Korean Society for Noise and Vibration Engineering Fall Conference, pp. 67~72.
- (4) Jeon, W. H., 1994, "An Analysis of Unsteady Flow Fields in a Centrifugal Turbomachine Using a Discrete Vortex Method," KAIST Master Thesis.
- (5) Jeon, W. H., 1998, *An Analysis of Noise Generation and Radiation from Centrifugal Fans with a Casing*, KAIST Ph. D. Thesis.
- (6) Park, H., Kim, H. S., and Kim, D. K., 2001, "Development of Testing Evaluation System for Analyzing Squeal Noise Characteristics of the Brake System," *KSMTE*, Vol. 10, No. 6, pp. 21~28.