

## 진공청소기용 팬모타의 소음저감대책에 관한 연구

○최인환 \* , 채희권 \*\*

( The Study of Noise Reduction Method for Vacuum Cleaner Fan Motor )

( Choi In-Hwan , Chae Hee-Kwon )

### 1. 서 론

#### 1.1 연구개요

현재 가전제품의 개발방향은 고효율화, 다기능화와 더불어 환경문제를 고려하는 방향으로 진행되고 있다.

환경문제로는 여러가지가 거론되고 있는데 제품의 소음에 대한 문제도 이제는 성능의 관점에서와 더불어 환경의 문제로도 인식되어야 한다고 생각한다. 특히 고속의 팬종류가 사용되는 가전제품에 있어서 저소음 성능은 판매력에 직접영향을 미치는 중요 판매전략으로 대두되고 있는 상황이다.

진공청소기는 가전제품중에서 매우 시끄러운 제품중에 속한다. 그 이유는 모타가 분당 30,000회 이상의 고속회전을 하면서 축에 연결되어있는 임펠러를 회전시켜 공기를 흡입, 배출시키는 일련의 작동을 하면서 여러가지 진동 및 유체소음을 일으키기 때문이다.

팬모타에서 발생한 소음과 진동은 여러가지 복잡한 전달경로를 거쳐서 외부로 전달되어진다. 따라서 청소기의 전체적인 소음을 감소시키기 위한 대책으로는 크게 두가지 방법으로 나누어 생각해 볼 수 있는데, 그 첫번째가 주된 소음원인 팬모타의 소음특성을 개선하는 방법이고 다른 하나는 팬모타로부터 발생된 소음이 밖으로 전달되는 경로를 적절하게 차단하는 방법으로서 청소기 내부에서 여러가지 방법을 사용하여 소음을

저감시키는 방법이다.

본 연구에서는 첫번째 방법인 팬모타의 소음을 감소시키는 대책들에 대하여 중점적으로 기술하려고 한다. 그 이유는 청소기 내부의 구조개선을 통하여 소음을 저감시키는 방법은 그동안 많이 실시되어 실험결과들이 축적되어 있는 반면 그 방법의 실시에는 구조적인 문제점 등 한계가 있기 때문에 더욱 조용한 청소기를 개발하기 위하여는 주된 소음원인 팬모타의 소음을 낮추어야 할 필요가 절실하게 요구되고 있기 때문이다.

#### 1.2 청소기 및 모타의 내부구조

일반적인 진공청소기의 내부구조는 그림1에서 보는 바와 같다. 청소기세트는 청소기 본체와 파이프, 호스, 브러쉬 등으로 이루어져 있으며 팬모타가 흡입력을 발생시키면 유동은 브러쉬입구를 통하여 파이프,

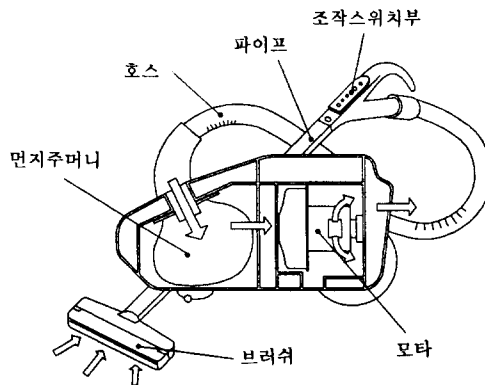


그림1. 일반적인 진공청소기의 내부단면도

\* 삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

\*\* 삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

호스를 거쳐서 본체를 통과하여 밖으로 배출되게 된다.

팬모타는 본체의 내부에 위치하게 되는데 그림2는 모타내부의 구조를 보여주고있다. 팬모타는 크게 케이싱, 임펠러, 디퓨저, 축 및 베어링 등 기구부와 아마추어, 필드, 정류자, 브러쉬 등 전기부로 이루어져 있다.

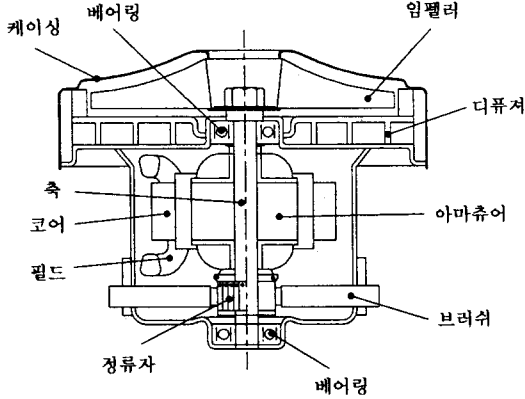


그림2. 진공청소기용 모타의 내부구조

표1. 실험 팬모타의 사양

정격전압	220V	임펠러날개수	9
정격소비전력	1200W	디퓨저날개수	17
임펠러외경 (mm)	109	임펠러날개 입구각 (DEG)	38.2
임펠러내경 (mm)	35	임펠러날개 출구각 (DEG)	19.3
회전수 (RPM)	30,300	임펠러 출구폭 (mm)	4.9

표1은 실험에 사용한 모타의 정격조건과 팬모타내부 기구물의 중요치수를 요약한 것이다.

## 2. 본 론

### 2.1 실험장비 및 소음측정방법

소음을 측정하기 위하여 그림3에서 보는 바와 같이 팬모타를 설치하고 모타의 위쪽과 뒤쪽으로부터 1m 떨어진 위치에서 소음을 측정하였다.

팬모타의 작동점은 정격조건인 220V에서 팬모타의

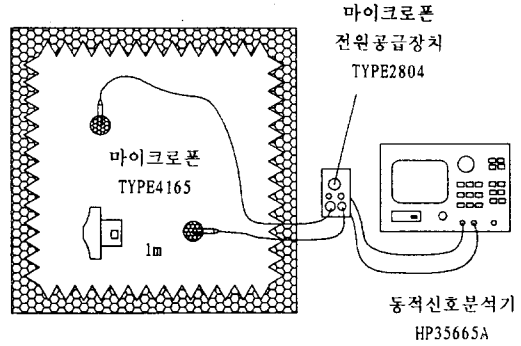


그림3. 실험장치 및 장비 구성도

흡입구가 완전히 개방되었을 때로 가정하였다. 실제 소비자가 청소기를 사용할 때의 팬모타 작동점은 비교적 넓은 유량범위내에서 변하기 때문에 흡입구가 완전 개방된 경우를 실험기준으로 하는 것은 실제 청소기가 사용되는 조건과는 차이가 있다. 그러나 실제 청소기의 정확한 작동유량점을 파악하기 어렵기 때문에 본 실험에서는 기준이 되는 작동점을 완전개방시라고 가정하였다.

소음측정장비로는 마이크로폰 TYPE4165 (B&K), 마이크로폰 전원공급장치 TYPE2804 (B&K), 동적신호분석기 HP35665A를 사용하였다.

### 2.2 모타의 소음원 분석실험

팬모타의 소음을 저감시키기 위한 대책을 세우기 위하여 먼저 모타의 소음원에 대한 분석을 실시하였다.

소음원중 팬모타의 회전에 의해서 발생하는 진동소음과 난류유동의 흐름에 의한 유체소음에 대하여 각각의 영향을 분리하여 보고자 다음과 같은 실험을 실시하였다.

#### (가) 오리지널 팬모타의 성능 및 소음측정 실험

팬모타의 내부구조를 개선하기 전의 팬모타를 정격조건과 흡입구를 완전히 개방된 상태에서 동작시킨 후 실험하였다. 이 조건에서 팬모타의 동작상태는 유량이 2.85m<sup>3</sup>/min, 회전수는 30,300 RPM이다.

#### (나) 디퓨저 날개의 제거 후 소음측정 실험

팬모타내부의 구조물중에서 소음에 커다란 영향을 미치는 부분인 디퓨저의 날개를 제거한 후에 유량을

먼저 실시한 실험(가)와 동일하게 일치 시킨후 실험을 실시하였다.

(다) 모타의 축만 회전시켰을 경우의 소음측정실험

팬모타의 소음중 회전축을 비롯한 회전물의 편심 등에 의해서 발생하는 기계적소음의 특성을 파악하기 위하여 모타축이외의 임펠러, 디퓨저 등의 기구물들을 제거한 후에 회전수를 30,300 RPM으로 맞추고 실험하였다.

위 세경우의 실험결과는 그림4에 나타내었다. 주파수범위는 12.8kHz 까지 분석하였다.

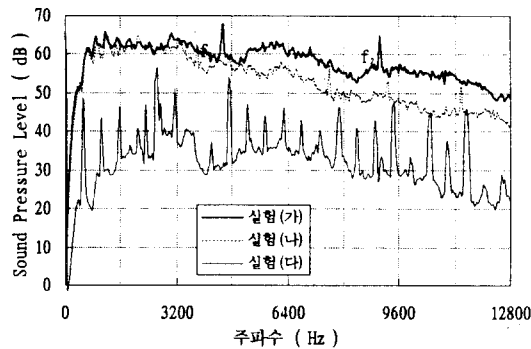


그림4. 팬모타의 소음측정 실험결과

진공청소기용 팬모타의 소음특성은 그림4에서 볼 수 있듯이 전주파수대역에 걸쳐서 백색소음이 발생하며  $f_1$ ,  $f_2$ 와 같은 피크소음이 발생하는 것을 알 수 있다.

일반적인 송풍기에서 전주파수대역에서 발생하는 백색소음은 임펠러 및 디퓨저의 날개면에서의 박리와 후류에 의한 와류에 의해서 발생하는 난류소음이다. 본 실험에서도 후류 등에 의한 난류소음의 소음원이 될 것으로 예상되는 디퓨저의 날개를 제거한 후에 소음을 측정한 결과 3KHz 이하의 주파수대역에서는 오리지널 팬모타의 경우와 거의 비슷한 모습을 보이는 반면 그 이상의 주파수대역에서는 전 범위에 걸쳐 5-10dB 정도의 큰 폭으로 소음이 낮아지는 현상을 볼 수 있다.

$f_1$ ,  $f_2$ 의 피크소음은 임펠러의 출구로부터 분출되는 유동이 디퓨저날개 전연부와와의 간섭에 의해서 발

생하는 BPF(Blade Passing Frequency)소음이다. 그림4에서  $f_1$ 은 4.544kHz(505Hz x 9)이다.

이상의 유체소음과 더불어 팬모타의 진동소음은 분석하기 위하여 모타의 축만을 회전시켜 실험한 결과 그림4의 실험(다)와 같은 결과를 얻을 수 있었다. 모타의 회전수인 505Hz를 기본주파수로 하여 하모닉 성분이 피크값으로 발생하는 전형적인 진동소음의 모습을 볼 수 있다. 또한 피크값들중에는 이 505Hz의 하모닉 성분 이외의 것들을 볼 수 있는데 그것들은 모타의 전자소음 등일 것으로 생각된다.

이상의 실험결과에서 청소기용 팬모타의 소음은 기계적인 진동소음보다 유체소음이 훨씬 크다는 것을 알 수 있으며, 이 유체소음중 임펠러로부터 분출되는 유동이 디퓨저날개와의 간섭으로 발생하는 BPF소음과 임펠러로부터 분출되는 유동이 디퓨저날개와 부딪치고 날개를 통과하면서 3kHz이상의 주파수대역에서 발생하는 난류소음이 상당히 크다는 것을 확인할 수 있었다.

따라서 이후의 소음저감대책은 이러한 유체소음을 저감시키는 방법에 중점을 두었다.

2.3 모타의 소음저감 대책 및 실험결과

본 연구에서는 소음을 저감시키기 위한 방법으로 팬모타 내부구조안에 메쉬를 사용하는 방법과 흡음재를 사용하는 방법을 사용하였다.

실험에 사용한 메쉬의 모양과 메쉬 및 흡음재를 설치한 방법은 그림5에 나타나 있다. 메쉬는 얇은 철사망으로 되어있으며 본 실험에서는 메쉬의 크기에 따라 3가지를 가지고 실험하였다. 또한 흡음재는 두께 4mm의 발포스폰지를 사용하였다.

그림5에서 볼 수 있듯이 메쉬는 디퓨저날개의 후연과 케이싱사이에 원형구조물로 설치하였고 흡음재는 덕트내의 흡음재 lining과 같이 유동이 흐르는 유로인 디퓨저와 모타하우징 사이에 설치하였다.

각각의 메쉬와 흡음재의 사양 및 각 경우에 대한 성능실험결과는 표2에 요약하여 놓았다. 팬모타의 공기역학적인 성능실험은 청소기의 실사용조건이며 정격조건인 220V에서 실험한 결과이다.

이와 같은 메쉬나 흡음재의 정확한 효과를 판단하기

위하여는 모터의 회전수와 유량을 모든 실험에서 동일하게 유지시켜 놓은 후에 실험하여야 한다. 그러나 본 실험에서는 유량 즉, 부하를 조절하면서 회전수를 30,000회 이상의 조건으로 일정하게 유지하기가 어렵기 때문에 실험조건을 실제 청소기의 사용조건인 정격 220V에서 실험하였다. 그리고 유량 및 회전수에 대한 경향을 파악하기 위하여 각각 유량 및 회전수를 동일하게 유지시키고 소음을 측정하는 실험을 추가로 실시하여 비교하였다.

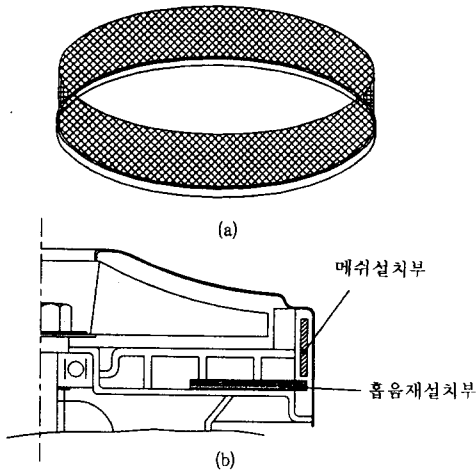


그림5. 메쉬의 모양(a) 및 메쉬와 흡음재의 설치도(b)

표2. 메쉬 및 흡음재 사양과 각 경우에 대한 성능실험  
(메쉬:가로x세로x두께, 소음:측면에서의Total값, 220V)

	사 양 (mm)	유량 (m <sup>3</sup> /min)	입력 (W)	효율 (%)	소음값 (dB(A))
오리지널	-	2.850	510	46.8	85.7
메쉬#1	0.8x0.8x0.3	2.754	488	45.2	83.7
메쉬#2	0.4x0.4x0.2	2.798	488	46.0	83.1
메쉬#3	0.2x0.2x0.15	2.766	482	45.3	83.6
흡음재	두께 4	2.682	489	45.7	83.1

소음저감의 효과에서는 먼저 메쉬를 사용하였을 경우 메쉬의 크기별로 실험하였을 때 그림6과 같은 결과를 얻을 수 있었다. 그림6에서 볼 수 있듯이 메쉬별 효과의 구별이 명확하지 않은 것을 알 수 있다.

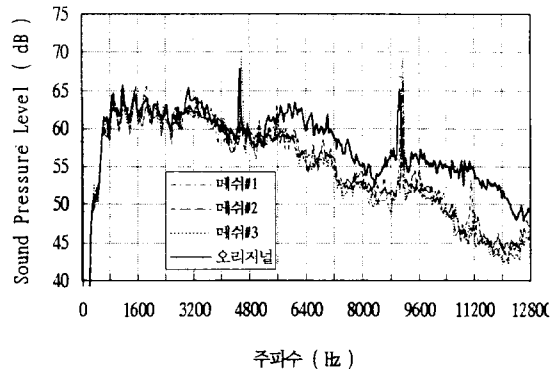


그림6. 메쉬별 소음저감효과에 대한 실험 (모타측면, 220V)

그것은 표2에서 각 경우에 대하여 저감된 소음값을 비교하여 보면 메쉬#1, 2, 3 모두 2dB 정도의 소음저감 효과는 있으나 그 차이가 거의 없는 것과도 관계가 있다고 생각한다.

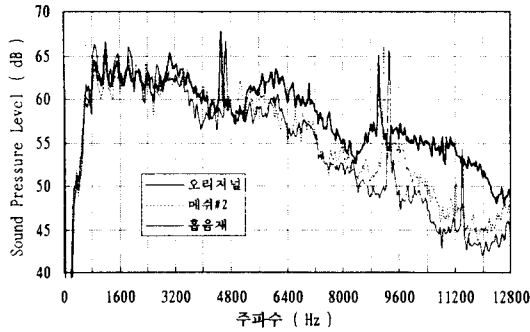
메쉬의 크기와 관계없이 메쉬의 소음저감효과는 그림6에서와 같이 팬모타의 측면에서 측정한 결과 5 KHz이하에서는 거의 없으며 그 이상의 주파수영역에서 3-7dB의 저감효과를 얻을 수 있었다. 이러한 결과는 메쉬가 임펠러로부터 분출되는 유동이 디퓨저의 날개와 부딪치고 날개사이를 흐르면서 발생시키는 와류소음을 완화시켜주었기 때문이라고 생각한다.

흡음재를 사용한 경우의 소음측정결과는 그림7과 그림8에 오리지널 모타와 메쉬#2를 사용한 결과와 함께 나타나 있다.

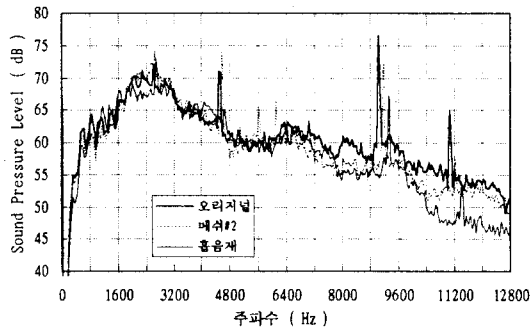
그림7은 정격조건인 220V에서 팬모타의 위쪽과 뒷쪽에서 측정한 결과이며, 그림8은 각각 유량을 2.85m<sup>3</sup>/min, 회전수를 30,300 RPM으로 동일하게 하고 팬모타의 측면에서 측정한 결과이다.

그림7에서 보면 오리지널모타보다 내부에 메쉬나 흡음재를 설치한 경우에 팬모타의 회전수가 증가하는 것을 BPF값을 확인함으로써 알 수 있다. 이것은 메쉬나 흡음재를 사용하면 모타의 내부를 흐르는 유량이 표2에서 보듯이 감소하며 이러한 부하감소로 인하여 회전수가 증가하는 것이다.

220V조건에서 실험한 결과 그림7에서 볼 수 있듯이 모타의 윗면에서는 메쉬의 경우 약 5kHz, 흡음재의

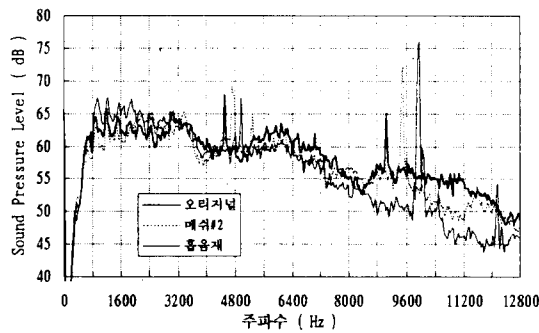


(a) 모타 윗쪽면

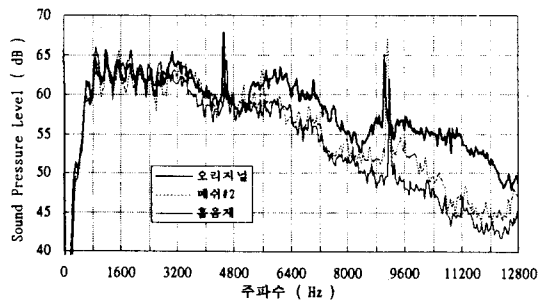


(b) 모타 뒷쪽면

그림7. 220V 정격조건에서 메쉬 및 흡음재의 소음저감효과



(a) 유량  $Q = 2.85\text{m}^3/\text{min}$



(b) 회전수 RPM = 30,300

그림8. 유량 및 회전수를 동일하게 하였을 경우의 소음 (팬모타의 윗쪽면에서 측정)

경우는 약 3.5kHz 이하의 주파수대역에서 오리지널과 거의 동일한 특성을 보이고 있으며 그 이상의 주파수 대역에서는 메쉬의 경우 2-7dB, 흡음재의 경우 2-9dB 정도의 소음저감효과를 보이고 있다.

모타의 뒷쪽에서 측정한 결과도 윗쪽에서 측정한 결과와 비슷하게 약 6.5kHz이상의 주파수대역에서 소음저감의 효과가 있음을 보여주고 있다.

그림7 (b)의 회전수를 동일하게 한후 측정한 결과는 220V의 조건에서 측정한 결과와 거의 동일한 모습을 보여주고 있다. 그러나 (a)의 유량을 동일하게 하고 측정한 결과는 220V조건과 비교하여 볼 때 흡음재의 경우 2.5kHz이하의 주파수에서 소음레벨이 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것은 흡음재를 사용할 경우 유량이 많이 감소하기 때문에 유량을 동일하게 유지하기 위하여 회전수를 많이 증가시켰기 때문으로 생각된다. 그러나 그 부분 이외의 영역에서는 저감되는 쪽은 조금 다르지만 같은 경향을 보여주고 있다.

표3. 메쉬 및 흡음재의 소음저감 효과 (단위: dB(A))

	220V 조건		회전수 동일 (505 RPS)		유량 동일 ( $Q=2.85\text{m}^3/\text{min}$ )	
	윗면	뒷면	윗면	뒷면	윗면	뒷면
오리지널	85.7	88.1	<--	<--	<--	<--
메쉬#2	83.1	87.3	82.9	87.7	83.8	87.7
흡음재	83.1	86.5	82.7	86.0	84.8	87.9

Total소음값의 경우에는 표3에 요약하여 놓은 바와 같이 220V조건에서는 메쉬#2나 흡음재 모두 윗면에서는 2dB 이상, 뒷면에서는 메쉬는 1dB, 흡음재는 1dB 이상의 소음저감효과가 있는 것을 알 수 있다. 회전수를 동일하게 하면 메쉬나 흡음재 모두 사용전압이 낮아지며 유량이 동일하게 하기 위해서는 사용전압이 높아지기 때문에 다소 저감되는 폭이 틀리기는 하지만 메쉬나 흡음재를 사용할 경우 소음이 저감됨을 알 수 있다.

참고실험으로 사용전압을 낮추어서 윗면에서 84dB,

뒷면에서 86.5dB가 측정되도록 조정하였더니 사용전압은 185V로, 흡입일률은 364W로 낮아지게 되었다. 따라서 흡입일률의 감소되는 쪽을 최소로 하면서 소음을 저감시키기 위한 대책으로 메쉬나 흡음재를 사용하는 방법은 대단히 효율적인 방법임을 알 수 있다.

본 연구의 결과 진공청소기에 메쉬나 흡음재를 설치한 팬모터를 사용하였을 경우 사용하지 않은 경우보다 1dB 정도의 Total 소음이 저감되는 효과를 얻을 수 있었다.

### 3. 결 론

진공청소기의 소음특성은 일반 송풍기의 소음특성과 같이 팽대역주파수의 유체소음과 이산주파수소음인 BPF소음이 상당히 크며 이 유체소음을 저감시키기 위한 방법으로 팬모터내에 메쉬나 흡음재를 설치하였을 경우 3-5KHz이상의 고주파소음을 3-9dB정도 저감시킬 수 있었다. 전체적인 소음값은 220V에서 동작하였을 경우 평균 2dB정도의 소음저감효과를 얻을 수 있었다.

### 4. 향후 계획

향후 청소기용 팬모터에 대하여 최적의 메쉬크기와 흡음재두께의 선정에 대한 연구와 팬모터의 소음저감효과를 타당하게 평가할 수 있는 방법에 대한 연구를 계속할 것이며 팬모터의 소음을 저감시키기 위한 보다 적극적인 방법으로 팬모터의 임펠러와 디퓨저의 설계시 소음에 대한 평가 및 예측을 할 수 있는 프로그램 개발에 대한 연구를 진행할 계획이다.

### 5. 참고 문헌

1. Neise, W., 'Review of Noise Reduction Methods for Centrifugal Fans' Journal of Engineering for Industry, Vol. 104, 1982, pp. 151-161
2. 'Industrial Noise and Vibration Control,' J. D. Irwin 외, Prentice-HALL INC., 1979
3. 'Noise and Vibration Control,' Leo L. Beranek, McGRAW-HILL, 1971