

진공청소기의 소음저감구조

0 박성수* 황진성* 손진승** 최중수***

(A noise reduction structure for vacuum cleaner)

(Sung-Soo Park, Jin-Sung Hwang, Jin-Seung Son, Jong-Soo Choi)

I. 서론

1. 가전제품과 소음

진공청소기의 사용에 있어 소비자 요구사항은 크게 구분하여, 강력한 흡입력에 의한 깨끗한 청소성능을 제공할 것과 조용한 운전음으로 쾌적한 사용환경을 제공할 것, 그리고 크기와 무게가 작아서 사용 및 보관이 편리할 것 등으로 요약할 수 있다. 특히 가정의 소단위화와 아파트, 다가구주택 등으로 주거 형태의 과밀화 추세가 심화되고, 개인의 생활환경보장이 존중되는 사회 인식 속에서 가전제품의 사용시에 발생하는 소음은 사용자 자신은 물론, 주위 사람들에게도 피해를 끼쳐 중요한 소비자 불만요소중의 하나로 인식되고 있다.

가전기기에서의 소음은 모터의 회전음에 의한 진동소음과 공기 또는 물 등의 흐름에 의한 유체소음이 대부분인데, 제품별로는 모터를 동력원으로 하고있는 청소기, 세탁기, 냉장고, 배기 fan 등의 백색가전제품이 가정에서의 주요 소음유발 제품이며, 그중에서도 특히 진공청소기는 고속회전하는 모터와 진공흡입 fan에 의한 배기류 발생으로 타 제품에 비하여 소음이 월등히 크다. 따라서 청소기의 소음을 획기적으로 감소시켜 소비자에게 쾌적한 사용환경을 제공함으로써 제품 만족감을 극대화 시킬 수 있다.

2. 청소기의 소음원 및 전파경로

청소기의 소음은 Fig.1과 같이 팬의 배기류에 의한 유체소음과 모터의 회전, 진동에 의한 진동소음을 포함하는 본체소음이 주를 이루며, 브러쉬의 공기흡입시에 발생하는 브러쉬 소음, 호스와 파이프 내의 공기흐름에서 생기는 호스발생소음, 본체로부터의 공기배출시 발생하는 배기소음 등으로 구분된다. 이들 각 소음원에 의하여 발생하는 청소기의 소음은, 대체적으로 주파수 대역에 따라 다음과 같이 구분할 수 있다.

- (a) 500 Hz 대역 : 팬 모터의 진동소음
- (b) 1~3K Hz 대역 : 브러쉬 흡입소음
- (c) 5K Hz 대역 : 브러쉬 및 본체 유체 소음
- (d) 9K Hz 대역 : 배기소음

* 삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소 리빙시스템그룹
 ** 삼성전자 기술총괄 기반기술센터 진동소음그룹
 *** 충남대학교 항공우주공학과

Fig.2는 청소기용 팬모터의 소음과 이를 장착한 set 소음을 대비한 spectrum으로써, 일반적으로 모터 단품의 소음은 overall 85~90 dB 정도이며 이를 사용한 청소기는 overall 60dB 이상의 소음수준을 나타낸다.

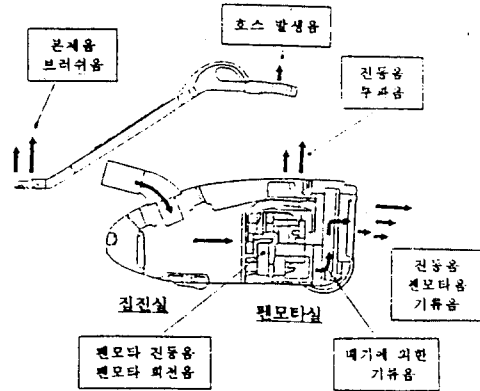


Fig.1 진공청소기의 소음원 및 전파경로

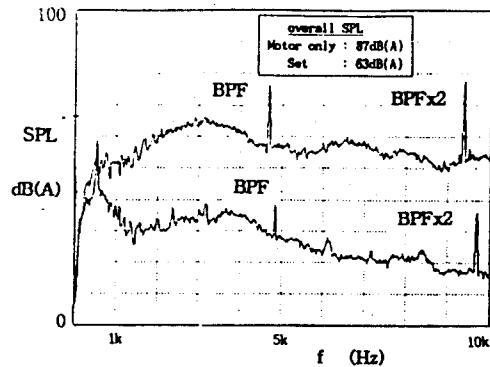


Fig.2 진공청소기의 소음특성

II. 실험방법

본 논문에서 제시하는 소음측정치는 당 연구실에 설치되어 있는 암소음 20dB의 반무향실에서 측정된 값이며, 청소기 본체의 상면과 측면에서 각각 1m 떨어진 위치에서 측정된 값의

산술평균치이다. 제시되는 spectrum은 상면의 측정 결과이며 소음측정에 사용된 계측기는 dynamic signal analyzer (HP35665A)이다.

사용된 모터의 회전수는 약 3000rpm이며 날개수 9개, BPF(Blade Passage Frequency)는 약 4500 Hz이다.

III. 결과

1. 저소음 유로구조

청소기는 그 특성상 소형으로 다루기 쉬워야 한다는 것이 강하게 요구되고 있으므로, 본체내부의 공간은 일반적으로 좁고, 흡음재의 사용이 제한되는 등 소음효과의 향상에 제약이 많다. 이에 본 연구를 통하여 기존의 본체의 구조를 전격적으로 변경한 유로구조를 개발하였으며, 이를 편의상 '정음유로구조'라 칭하기로 한다. Fig.3은 기존의 청소기에서 사용되고 있는 배기유로구조이며 Fig.4는 정음유로구조이다.

청소기의 팬모타에서 발생하는 소음은 배기유로를 따라 전방되어 최종 배기구에서 대기중으로 확산되는데, 팬모타로부터 최종 배기구까지의 유로길이 길수록 흡음감쇠량은 크고, 최종 배기구를 통하여 대기로 배출되는 소음은 작아진다. 정음유로구조는 배기유로의 길이가 기존 청소기의 유로에 비하여 약 2배 정도로서 공기속을 전방되는 소음의 흡음감쇠 효과를 높일 수 있다.

단일차음벽에 의한 투과손실(TL)에 대해서는 다음과 같은 근사식이 알려져있다.

$$TL = 20 \log M \nu - 42.5 \text{ dB}$$

M : 면밀도(1㎡의 벽의 무게 (kg/㎡))

ν : 음의 주파수 (Hz)

이에 투과손실을 높임으로써 청소기에서 1K Hz 이상으로 나타나는 고주파 유체소음을 효과적으로 차폐할 수 있다. 투과손실을 높이기 위해서는 비중이 높은 재료를 쓰거나 벽을 두껍게 하는 방법이 있는데, 가전제품의 구조물에 사용되는 재료는 성형성과 광택도 등을 만족시키는 ABS 수지로 거의 제한적이며 두께도 3mm정도로 제한된다. 정음유로구조는 케이싱과 하우징, 본체벽에 의하여 3중의 차음벽을 구성하므로 투과손실을 높이는 효과가 있으며, 또한 하우징이 본체와 일체형으로 조립됨새가 없어서 소음의 누설을 방지할 수 있다.

본체의 최종 배기구에서는 후방과 바닥방향으로 배기를 분산시켜 줌으로써, 최종적으로 배기의 유속을 감소시켜 유체소음의 발생요인을 줄였다.

기존의 청소기 구성은 Fig.3에서 보는 바와 같이 모터와 수평선상에 종방향으로 회전하는 코드릴이 설치되어 있는데, 정음유로구조에서는 모터의 바닥에서 횡방향으로 회전하는 구조

의 slim형 코드릴을 개발함으로써 공간문제를 해결하였다.

Fig.5는 정음유로구조와 기존 유로구조의 소음특성을 비교한 소음 spectrum이다. 정음유로구조의 적용에 따른 소음저감효과를 차음이나 감쇠효과등으로 분리하여 측정하기에는 많은 어려움이 있다. 결과적으로 그림에서 보는 바와 같이 기존의 유로구조에 비하여 4dB 정도의 set소음을 저감시켰으며, 특히 5K~9K Hz이상의 고주파소음이 현저히 감소했음을 알 수 있다.

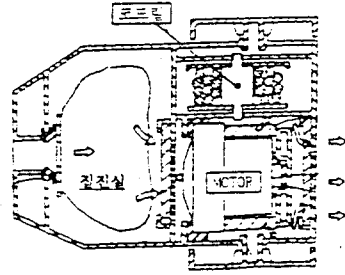


Fig.3 기존 청소기의 배기유로구조

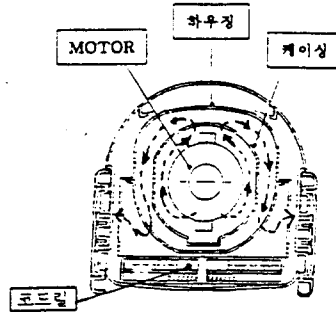


Fig.4 정음유로구조

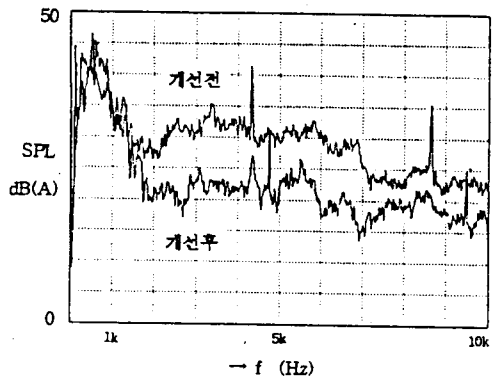


Fig.5 정음유로구조의 효과

2. 모터의 방진 구조

청소기용 모터에는 여러 종류의 진동과 소음이 발생하지만 유체소음과 unbalance 진동 등을 제외하고는 대부분이 이들 소음에 묻히거나 청소기 내부에서 차폐되어 잘 나타나지 않는다. 또한, 유체소음이 효과적으로 충분히 감소되었을 때에는 회전주파수의 진동소음이 전체 소음레벨에 큰 영향을 미친다.

Fig.5의 소음 spectrum을 보면 정음유로에 의하여 고주파 대역의 소음을 4dB 이상 감소시켰지만, 500Hz 대역의 저주파소음은 감소폭이 그다지 크지 않다. 이는 유로내에 흡음재 부착과 외곽유로의 개선으로도 해결되지 않는 주파수 성분으로, 팬모터의 회전에 의해 발생하는 진동주파수이다.

팬모터가 약 30000rpm으로 고속회전시 모터 및 팬의 미소한 질량 unbalance 및 편심때문에 진동이 생기는데, 이의 회전주파수가 약 500Hz이다. unbalance에 의한 진동은 모터축의 가공오차 및 조립공차 등의 이유로 근본적으로 없앨 수는 없으며 이의 개선에 관한 연구는 모터개발에 관한 별도 과제로 하고, 본 연구에서는 발생된 진동을 고립시켜 주위 구조물로의 전달을 최대한 줄여줄 수 있는 모터 방진구조의 개발과 주위 구조물과의 공진을 회피할 수 있는 지지구조의 설계를 통한 진동소음 저감대책을 마련하였다.

(1) 모터의 진동과 방진대책

a. 모터표면에서의 진동량 측정

모터 표면에서의 진동의 분포와 형태를 알아보기 위하여 모터 표면의 136개 점에 소형 가속도계(B&K 4379)를 부착하여 진동을 측정하였다. Fig.6에 각 측정점의 위치와 r, θ, z 좌표계를 나타내었다.

Table.1의 결과와 같이, r 방향의 가속도 값은 모터 흡입구에서 뒷쪽으로 갈수록 커지며, θ 방향에서도 같은 경향을 보인다. 따라서 모터의 전방부에서는 가장자리에 비하여 흡입구 주위의 진동이 작으며, 후방부에서는 몸체부위보다 뒷쪽 베어링지지부의 진동이 작음을 알 수 있다.

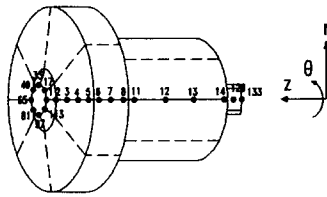


Fig.6 진동량 측정점과 좌표계

위치	node no.	진동레벨 (m/s ²)		
		R	θ	Z
흡입구	1	10.0	9.5	10.4
fan case 전면	2	11.5	10.0	16.7
	3	11.3	8.5	21.0
	4	11.3	8.4	21.0
	5	11.0	9.6	21.0
fan case 외주부	6	14.0	9.6	27.0
	7	15.5	11.6	26.0
	8	18.2	15.9	24.5
fan case 후면부	9	25.8	14.3	9.5
	10	18.0	23.9	9.2
motor 외주부	11	20.0	21.0	6.7
	12	20.3	28.6	6.5
	13	21.2	27.8	8.5
	14	21.4	21.2	8.0
motor 후면부	15	24.3	23.9	6.1
	16	25.7	31.9	2.7
motor bearing부	129	23.0	21.0	3.5
	133	20.0	22.0	2.7

Table.1 모터표면의 진동량

b. 모터의 강제진동

Fig.7과 같이 가속도계를 모터 head부위에 대향하게 부착하고, 진동신호를 시간축에서 관찰하였다. Fig.8의 (a)와 (b)는 각 채널의 신호이며 (c)는 두 신호를 더한 결과이다. 두 신호를 더한 결과가 완전히 상쇄되지는 않지만 0 에 상당히 근접함을 볼 수 있다. 이것으로부터 회전주파수에서 청소기 모터의 운동은 강제진동임을 알 수 있다.

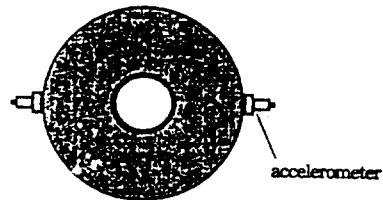
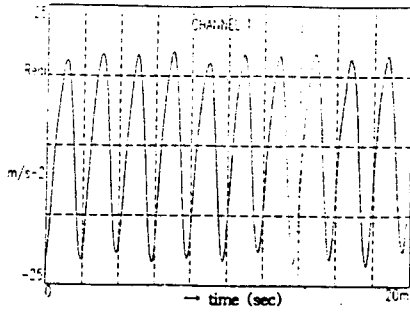
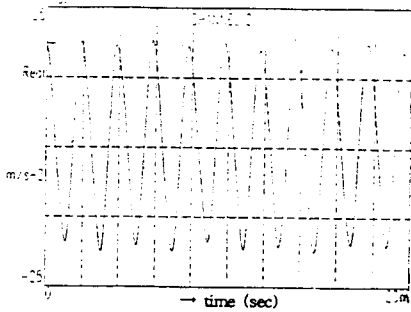


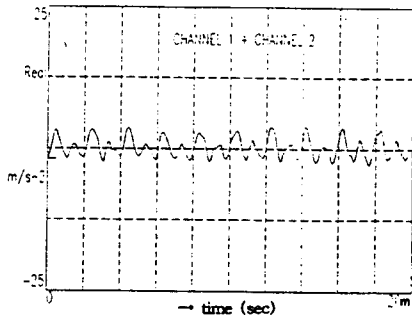
Fig.7. 강제운동확인을 위한 측정방법



(a) channel 1의 신호



(b) channel 2의 신호



(c) channel 1 + channel 2의 신호

Fig.8 강제운동의 확인을 위한 신호

c. 강제진동 특성

Fig.9와 같이 두 개의 가속도계를 서로 직각이 되도록 부착하고 이때 측정되는 channel 1, 2의 값을 각각 X, Y축에 표시하면 모터회전축의 r, β 평면상의 궤적을 볼 수 있다. 실험에 사용된 모든 모터가 Fig.10과 같이 앞과 뒷부분에서 원에 가까운 가속도 orbit을 나타내었다. 이 결과로 모터는 Fig.11과 같이 회전중심(O_1 또는 O_2)이 모터의 회전축(z)상에있는 장고형(O_1 의 경우) 또는 원뿔형상(O_2 의 경우)의 강제운동을 한다고 유추할 수 있다.

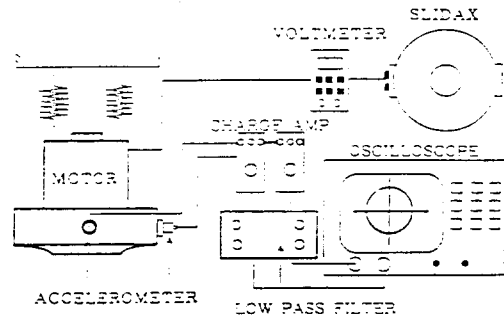
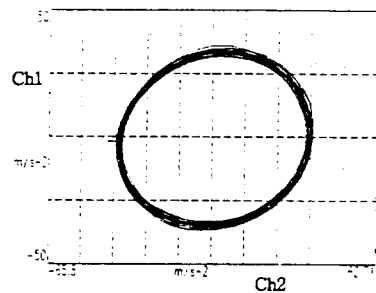
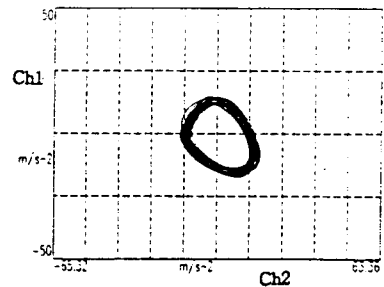


Fig.9 진동특성 측정장치의 구성



(a) 전면



(b) 후면

Fig.10 모터의 가속도 orbit

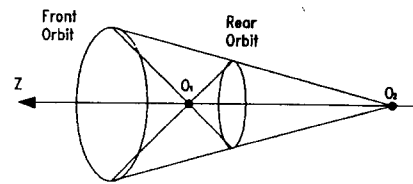


Fig.11 강제운동 특성

d. 방진위치의 결정

unbalance진동을 절연하기 위하여 방진고무의 지지위치를 선정한다. Fig.12의 흡입구 부근인 P1과, 가장자리인 P2에서의 가속도를 각각 비교하면 아래와 같다.

$$Ar1 = k D1 \cos \alpha 1$$

$$Az1 = k D1 \sin \alpha 1$$

$$Ar2 = k D2 \cos \alpha 2$$

$$Az2 = k D2 \sin \alpha 2$$

D1, D2 : 회전중심에서 P1,P2 까지의 거리
 $\alpha 1, \alpha 2$: P1, P2가 회전축과 이루는 각도
 Ar1, Ar2 : P1, P2에서의 r방향 가속도 성분
 Az1, Az2 : P1, P2에서의 z방향 가속도 성분
 k : 비례상수

여기에서 $D2 > D1, \alpha 2 > \alpha 1$ 이므로 항상 $Ar2, Az2 > Ar1, Az1$ 이다. 따라서, 지지점이 회전축에 가까울수록 회전주파수에 의한 진동전달은 작고 방진에 유리하다.

이의 결과에 따라, 기존의 모터흡입구 형상을 변경하여 들출부를 만들고 그 주위를 O-ring 형상의 고무로 지지토록 하였다. Fig.13은 기존의 모터지지구조와 개선된 지지구조의 차이를 비교한 그림이다.

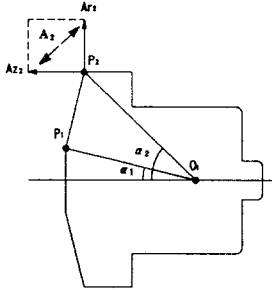


Fig.12 방진위치의 결정

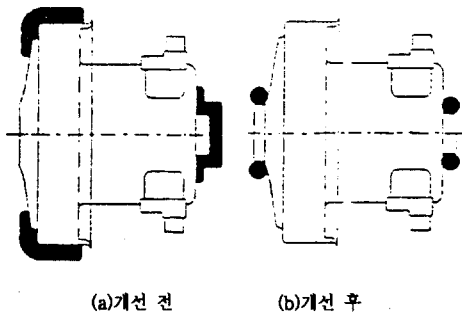


Fig.13 모터 지지구조 비교

(2) 모터케이싱의 공진과 방진대책

a. 케이싱의 고유진동수

모터를 감싸고 있는 케이싱의 진동 특성을 파악하기 위하여 impact hammer와 accelerometer를 사용하여 케이싱의 고유진동모드를 구하면, Fig.14와 같이 케이싱의 고유진동수 중에서 회전주파수 근처에 공진점(484Hz)이 존재함을 알 수 있다. 모터의 회전주파수 대역에서의 공진을 피하고 진동전달이 가장 작은 위치를 검출하여 지지구조를 설치함으로써 최고의 방진효과를 얻을 수 있다.

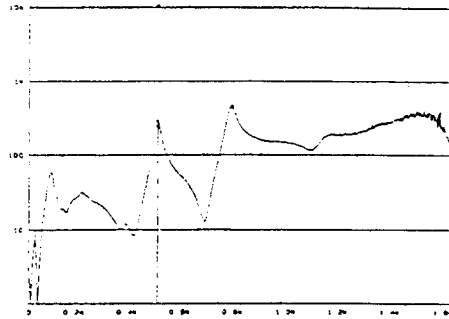


Fig.14 케이싱의 고유진동수

b. 케이싱의 진동특성

공진점에서의 케이싱의 진동특성을 알아보기 위하여, Fig.15와 같이 케이스를 8방향으로 4등분하고 각 등분선 위에 10개의 점을 선정하여 accelerometer를 설치하여 impact hammer로 가진하여 측정된 가속도 성분중에서, 공진점 근처의 값만을 취하여 각 점에서의 진동량을 구하면 Fig.16과 같은 결과를 얻는다.

결과적으로 케이싱 전면의 흡입구에서의 변형은 작게 나타나고, 측면 부위는 가장 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서 모터가 케이싱의 측면 부위에 지지되면 케이싱이 모터의 회전주파수와 공진하여 진동이 커질 수 있다는 것을 알 수 있다.

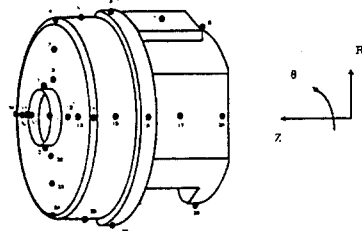


Fig.15 케이싱의 진동 측정점

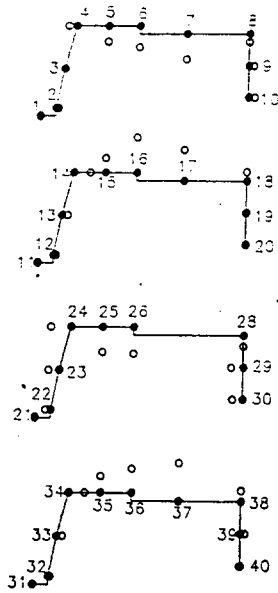


Fig.16 케이싱의 진동량

위의 실험 결과를 근거로 하여 케이싱의 지지위치를 결정하고, 여러가지 형상의 방진고무를 제작하여 상대적 진동과 소음량을 비교하여, 구조적 안정성과 생산성을 고려한 방진구조를 최종적으로 선정하였다. Fig.17은 최종적으로 결정된 2중 방진구조를 나타내며, Fig.18은 기존의 방진구조와 개선된 방진구조의 소음특성을 비교한 것이다.

결과적으로 모터와 케이싱을 모두 모터의 회전축 가까이에서 지지하여 set 소음을 약 3dB 정도 저감시켰다.

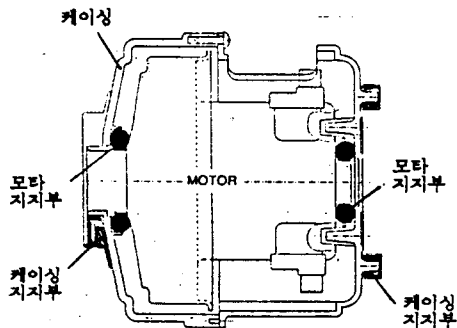


Fig.17 2중방진구조

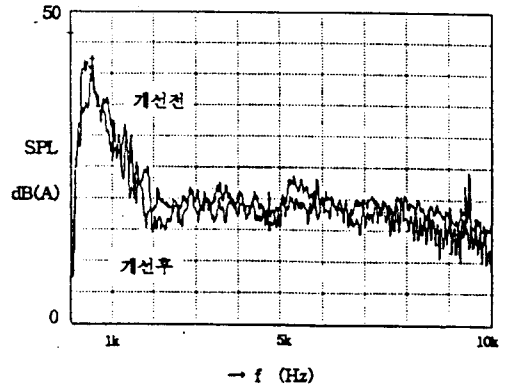


Fig.18 2중방진구조의 효과

3. 기타 주변부의 소음저감

(1) 정음 브러쉬

바닥브러쉬의 유로형상은 소음의 발생에 많은 영향을 미치며, 흡입구나 엘보우의 유로는 유선형상이 바람직하다. 이에 공기의 흡입시 유로내부의 구조물의 돌출부와의 마찰에 의해 발생하는 소음으로서 브러쉬의 흡입구를 유선형으로 하여 마찰소음을 줄이고, 주변에 흡음재를 부착하여 발생소음을 흡수토록 한 정음브러쉬 적용하여 약 1dB 정도의 정음효과를 얻었다.

(2) 흡음 파이프

호스는 가요성을 얻기위하여 주름관으로 되어 있고 호스 자체가 길기 때문에 흡입시 강한 유체소음이 발생되지만, 이 호스의 요철형상을 없애는 것은 기술적으로 대단히 곤란하다. 호스에서 발생한 유체소음과 본체내에서 발생된 모터 및 유체소음이 파이프를 거쳐 브러쉬로 누출되는데, 이는 파이프 내부에 다공성 흡음재를 설치하여 흡음감쇄할 수 있다. 흡음 파이프의 적용으로 약 1dB 정도의 정음효과를 얻었다.

4. 적용기술의 효과 및 타제품과의 비교

'93년도 이후 현재까지 국내외 일본에서 판매되고 있는 청소기 중에서 흡입력이 300W 이상인 청소기들에 대하여, 최고 출력 모드에서의 흡입력과 소음을 대비하여 Fig.19에 나타내었다. 고퍍입력 청소기군으로 분류되는 이들 300W 이상의 청소기들의 소음수준은 대부분 60dB 이상으로 나타나고 있으며, 전반적으로는 흡입력이 높은 제품일수록 이에 비례하여 소음도 높아지는 경향을 보인다. 따라서 고퍍입력을 유지하면서 소음을 줄이기 위하여는 청소기가 갖는 소음특성의 분

석과 이에 대한 소음저감 대책에 대한 연구가 각별히 요구된다.

본 연구를 통하여 당사에서 개발한 저소음 청소기는 기존의 고품입력 청소기군에서 현저히 차별화되는 저소음청소기로서, 현재까지 가장 저소음인 청소기보다 5dB 정도 낮은 소음수준을 보인다.

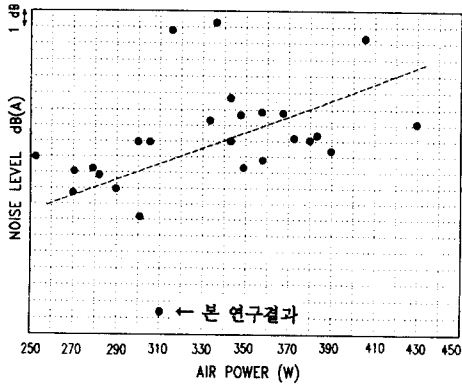


Fig.19 진공청소기의 소음 vs. 흡입력

IV. 결론

(1) 진공청소기의 소음은 팬모타의 회전에 기인하는 유체 소음과 진동소음이 주류를 이루며, 여기에 공기의 흡입과 배출에 따른 유체소음등이 복합되어 나타난다.

(2) 진공청소기의 소음 특성은 각 소음원들의 특성에 따라 주파수대역을 구분할 수 있으며, 기계적 진동음인 500Hz부근에서 peak를 보인다.

(3) 소음의 저감을 위하여는 기존에 정립되어 있는 흡음, 차음, 감쇠, 방진, 유압유속감소 등의 기술을 종합적으로 활용하여 제한된 공간내에서 효과를 극대화할 수 있는 구조개발이 필요하며 본 연구에 적용하였다.

(4) 본 연구의 '정음유로구조'는 차음효과, 유로길이 증가에 의한 감쇠효과, 흡음효과를 극대화할 수 있는 구조이다.

(5) 팬모타의 진동모드는 회전축을 중심으로 원운동을 하며, 진동량은 흡입구와 뒷쪽 베어링부위가 가장 작으므로 회전축에 가까운 곳을 지지하는 것이 방진에 유리하다.

(6) 본 구조에서 사용된 케이싱은 484Hz의 고유진동수 성분을 가지며 이는 모타와 공진할 우려가 있다. 이에 공진주파수 성분의 진동량이 가장 작은 전면과 후면의 중앙부를 지지

하여 진동을 줄일 수 있었다.

(7) 본체소음의 전반적인 저감에 따라 흡입구 등에서 발생하는 공기마찰소음의 영향이 상대적으로 커지며, 따라서 흡입구의 유선형 설계 및 누설소음의 흡음, 차폐 등의 역할이 중요한 관리 요소로 된다.

참고문헌

1. 廣瀬徹, 佐野契, 家電製品에서의 騒音振動対策, 新しい 騒音振動の 制御技術, 工業技術社, 東京, pp.125-39 (1992)
2. 장세교, 소음진동연습-소음방지기술, 산문사, 서울, pp. 34-6, 64-5, 131-2 (1992)
3. 박용, 회전기계의 진동소음 그원인과 대책. 해석. 조사. 진단, 세화출판, 서울, pp.590-6 (1992)
4. 小橋豊, 音과 音波, 裳華房, 東京, pp.206-8 (1980)
5. 木村昌弘, 石川誠治, 電氣掃除機의 騒音低減技術, 新しい 騒音振動의 制御技術, 工業技術社, 東京, pp.163-72 (1992)