

횡류팬을 적용한 진공청소기 흡입노즐내 유동 소음 저감에 관한 연구

Reduction of Flow-Induced Noise in Suction Nozzle of a Vacuum Cleaner by Adopting a Cross-Flow Fan

박이선* · 손채훈[†] · 이성철** · 오장근**

I Sun Park, Chae Hoon Sohn, Sungcheol Lee, and Jangkeun Oh

Key Words : Flow-Induced Noise(유동기인 소음), Suction Nozzle(흡입 노즐), Noise Reduction(소음저감), Cross-Flow Fan(횡류팬)

ABSTRACT

In suction nozzle of a vacuum cleaner, where flow-induced noise is generated mainly by flow resistance, several ideas to reduce noise are investigated. To increase fan performance, blade number is optimized and a centrifugal fan is replaced by a cross-flow fan. In addition, gear ratio of fan to drum brush is changed. It is found that fan performance is increased by adopting these methods. Next, the blade height of the fan is decreased to reduce sound pressure level, which causes inevitably decrease in fan performance. Eventually, flow-induced noise is reduced by 6.3 dBA in its overall level with the fan performance maintained.

1. 서 론

진공청소기의 주요기술은 성숙단계에 이르렀지만, 여전히 큰 소음이 문제가 되고 있다. 진공청소기의 경우, 본체 내부에 장착되어 있는 원심팬(centrifugal fan)이 30,000~40,000 RPM 정도의 고속으로 회전하여 많은 공기를 빠르게 흡입하므로, 그 특성상 주요 소음 원인이 유동과 강한 연관성을 갖는 유동 소음(flow-induced noise)으로 알려져 있다. 진공청소기의 소음원은 일반적으로 본체 내부에 존재하는 원심팬의 고속회전으로 인한 유동 소음⁽¹⁾과 브러시의 흡입 노즐에서 발생하는 유동 소음으로 분류할 수가 있으며, 일반적으로는 본체 내부에 존재하는 원심팬의 소음이 지배적이다.⁽²⁾ 이전 연구⁽³⁾에서는 본체의 원심팬 소음원보다 큰 이불브러시의 주요 소음원인을 분석하기 위해서 정상상태(steady state)의 수치해석을 수행하였다. 이를 통해, 주요 소음원인으로 예측되는 이불 브러시 내부에 장착된 팬을 중심으로 이불 브러시 각 요소의 유동저항

(flow resistance), 와도(vorticity)와 압력장을 분석한 결과, 팬으로부터 상당한 소음이 발생하는 것은 사실이지만, 일반적인 팬 소음의 원인인 팬의 고속 회전으로 인한 소음보다 좁은 유로와 복잡한 형상을 갖는 브러시 안에 복잡한 기하학적 형상을 갖는 팬이 존재하기 때문에 유동저항의 증가로 인해서 유동소음이 크게 발생하는 것을 알았다.

이불 브러시 내부에 장착된 팬의 회전수, 회전력이 이불 브러시의 청소 성능을 결정하기 때문에 청소 성능을 저하시키지 않고 유동 소음을 저감시키는 것이 바람직하다. 유동소음은 소음원에 따라 팬 속도의 4 ~ 8승까지 비례하여 증가한다는 것에 착안하여, 팬 회전 성능을 기존 성능보다 향상시킬 수 있다면, 쉽게 유동 저항을 줄여 유동 소음을 감소시킬 수 있을 것이다. 먼저, 이불브러시의 유동장을 고찰하여 팬 회전 성능을 향상시킬수 있는 방안을 제시하였고, 실험적으로 1차 검증하였으며, 실험적으로 효과가 확인된 팬 회전 성능 향상 방안에 대해서는 최적의 조합을 찾았으며, 향상된 팬 회전 성능은 팬의 블레이드 높이를 줄여서 유동저항을 감소시키므로써 유동소음은 저감시키고, 팬의 회전 성능은 기존의 수준을 유지하였다.

2. 지배방정식과 수치해법

본 연구에서는 연속방정식과 운동량 방정식, 즉 Navier-Stokes 방정식의 풀이를 통해 브러시내 유동장을

[†] 책임저자, 세종대학교 기계항공우주공학부
E-mail : chsohn@sejong.ac.kr
Tel : (02) 3402-3788, Fax : (02) 3402-3333

* 세종대학교 대학원 기계공학과

** 삼성광주전자, 청소기개발그룹

모사하였다. Navier-Stokes 방정식은 다음과 같이 유도할 수 있으며, 식(1)과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_m}{\partial x_m} \right) \delta_{ij} \right) + \rho f_i \quad (1)$$

여기에서 u_i 는 i 방향으로의 순간 가속도, u_j 는 j 방향으로의 순간 가속도를 의미하며, ρ 는 유체의 밀도, μ 는 j 방향의 체적력을 나타낸다. Navier-Stokes 방정식은 비선형성과 경계조건의 복잡성이 결부되어 정확한 해석 해를 얻기가 불가능하므로, 수치해석적인 방법으로 해를 구한다.

3. 해석대상 브러쉬와 경계조건

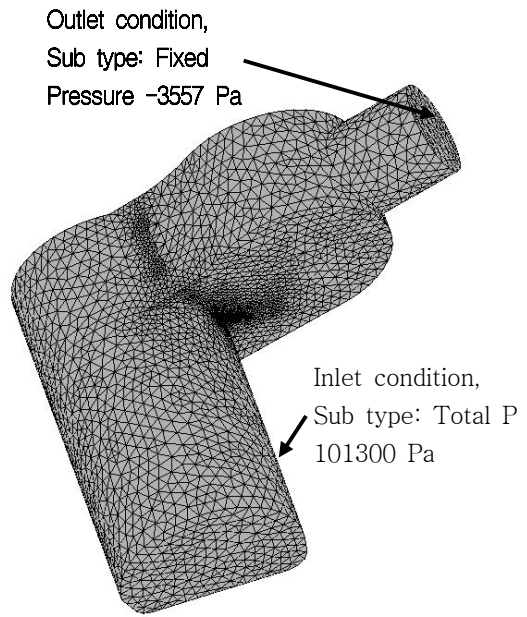
이불 브러쉬의 해석 영역으로는 이불 브러쉬의 흡입구부터 브러쉬의 연장관까지에서 주요 유동 부분을 채택하였고, 브러쉬의 형상과 격자계를 Fig. 1a과 같이 나타내었다. 격자수는 약 20만개를 생성하여 수치해석에 사용하였다.

흡입구의 경계조건은 inlet 조건으로 total pressure 101300 Pa를 부여하고, 연장관은 outlet 조건으로 fixed pressure의 -363 mmH₂O (-3557 Pa)로 설정하였다. 이불 브러쉬는 이불의 먼지제거에 용이하도록 설계된 특수 브러쉬로 내부의 드럼 브러쉬(drum brush)가 회전하여 이불의 먼지를 제거하여 흡입한다. 드럼 브러쉬의 동력을 제공하는 팬이 장착되어 빠르게 흡입되는 유체로 인해서 12200 RPM으로 고속회전을 한다. 팬과 드럼 브러쉬는 벨트로 연결이 되어 있으며, 기어비는 1:3이다. Fig. 1b에 팬과 드럼 브러쉬를 나타내었다. 팬 회전 소음과 밀접한 관계가 있는 블레이드 끝부분(Fig. 1c)은 조밀하게 격자를 생성하여 소음 특성을 반영하였다.

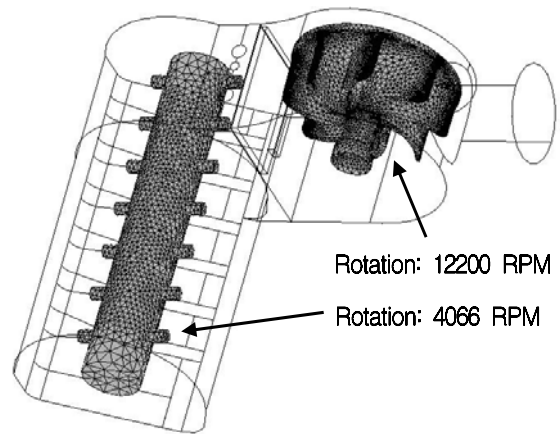
4. 결과 및 논의

4.1 소음 저감 전략

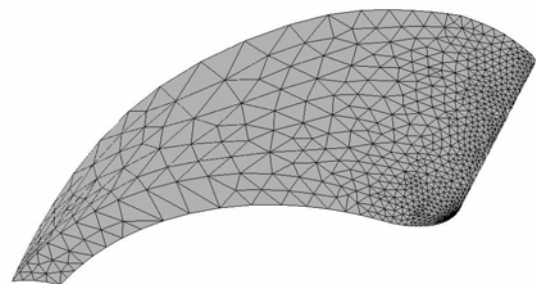
이전 연구의 결과로써 소음 원인은 유동저항의 증가임을 명확히 알 수 있었고, 상당부분의 유동저항은 팬에서 유발된다는 것도 확인하였다. 그러므로 소음의 효과적인 저감 전략은 유동 저항을 팬에서 줄이는 것이다. 유동 저항을 가장 효과적으로 감소시킬 수 있는 방법은 팬의 블레이드 높이를 줄여 유로를 확장하여 유동저항을 감소시키는 것이다. 그러나, 브러쉬 내부에 유체의 속도가 커야 팬이 큰 동력을 얻을 수 있기 때문에 유체의 속도를 작게 유지할 수 없고, 유동소음은 소음원에 따라 팬 속도의 4 ~ 8승까지 비례하기 때문에 팬의 기존 회전 성능을 유지하면서 유동 소음을



(a) brush



(b) fan and drum brush



(c) single blade

Fig. 1 Geometries and computational grids of brush, fan, and drum brush

저감시키기는 상당히 어렵다. 그래서 다음과 같은 전략을 구사하였다. 첫째로 수치해석의 결과로 압력장, 와도장, 속도장을 통해서 기존 이불 브러쉬에 팬 성능을 분석한다. 두 번째로, 유체역학적으로 팬 성능을 향상시킬 수 있는 방안을 고찰하여 제시한다. 세 번째로, 팬 회전 성능 향상 방안을 실험적으로 검증하고 향상된 팬 회전 성능을 사용하여 기본 성능을 유지하고, 유동소음은 저감되도록 팬 블레이드 높이(두께)를 줄여 가면서 소음을 저감한다.

4.2 팬 성능 분석 및 향상 방안

팬 아래쪽에서 시계 방향으로 No. 1 ~ No. 8까지 팬 블레이드에 번호를 부여하였다. 이불 브러쉬의 유동장을 고찰한 결과 기존 팬의 성능을 감소시키는 원인은 크게 3가지로 볼 수 있다. 첫째 8 개의 블레이드의 전 후면 압력차를 나타낸 table 1을 보면, 모두 팬 성능에 기여하지 못하고, 오히려 성능을 감소시키는 큰 음압(negative pressure)이 걸리는 블레이드(No. 2, No. 6)가 있다. 속도장 분석 결과, Guide-Block을 최적화 하면 성능을 향상시킬 수 있고, 유동의 흐름을 좋게하여 압력 구배가 작게 될 것임으로 부가적으로 유동소음 역시 작아질 것으로 보인다. 둘째, 블레이드 사이에 강한 와류가 생성되는데, 와류가 회전할 때 이웃하는 블레이드의 뒷면을 강하게 치므로써 회전하는 방향과 반대 방향으로 힘이 가해지는 음압(negative pressure)을 형성한다. 따라서, 팬의 중심부분이 막혀 있는 원심팬 대신 횡류팬을 사용하면 블레이드 사이로 유체가 원활하게 배출되므로 와류 감소에 의한 성능은 향상될 것으로 보인다. 그러나, 횡류팬 자체가 좋은 시스템에서도 효율이 65%를 넘지 않는 것을 감안하면 전체적인 성능은 그대로 이거나, 조금 향상될 것으로 보인다. 셋째, 이불 브러쉬의 주요 유동이 갖고 있는 운동에너지가 효율적으로 팬에 전달되지 못한다. 팬과 드럼 브러쉬의 기어비를 작게하여 팬에 걸리는 부하를 크게하면 팬의 회전 성능과 회전수가 향상될 것으로 보인다.

Table 1 P distribution on blade surfaces

	No. 1 (No. 5)	No. 2 (No. 6)	No. 3 (No. 7)	No. 4 (No. 8)
Ref_Nozzle: 브러쉬에서 팬을 제거한 상태				
Base Bed Brush	1946.5 (-97.9)	-927.6 (-1054.4)	-13.5 (1908.3)	19.8 (1526.8)
	압력차 합계	평균 속도	와도	유동 저항
Ref_Nozzle		42.1 m/s	2686	
Brush	3308 Pa	26.8 m/s	4270	59.5%

4.3 실험적 검증

지금까지는 수치해석적 결과를 통하여 얻은 유동장을 고찰하여 팬 회전 성능을 증가하는 방안을 제시하였다. 수치해석적으로 제시된 팬 성능 향상 방안대로 시제품을 제작하고, 기존의 팬과 드럼 브러쉬의 기어비 1:3을 1:2, 1:1.5로 변경 제작하여 팬 성능이 향상되는지를 확인하고, 향상된 팬 성능을 소음 저감하는데 사용하기위해서 음향학적인 상사성을 토대로 팬의 블레이드 높이를 작게하여 실험하였다. 소음 측정은 배경 소음이 18 dBA인 무향실에서 측정하였고, 소음 측정 대상인 청소기 체적이 무향실 체적의 2%이하임을 확인하였으며, 마이크로폰을 브러쉬로부터 1.5 m 떨어진 곳에 ISO 규격에서 정하는 위치에 8개를 설치하여 전체 소음 레벨을 거리에 무관한 파워로 계측하였다. 브러쉬 소음만을 측정하기위해서 청소기 본체는 흡음재로 둘러싸인 밀폐된 공간에 격리하여 브러쉬 소음 계측에 영향을 끼치지 않음을 확인하였다.

Figure 2는 블레이드 개수를 7개에서 10개까지 변경하면서 소음을 측정하였다. 블레이드 수가 7개일 때 드럼 브

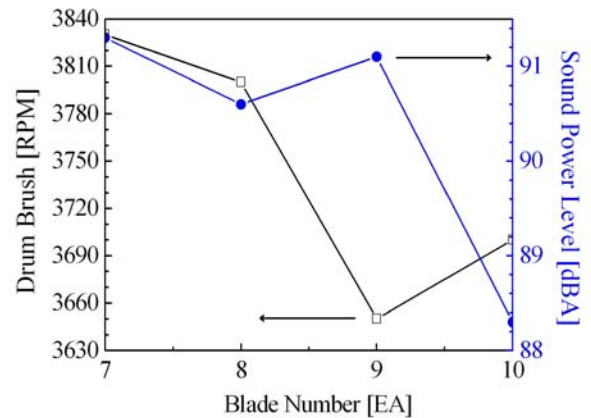


Fig. 2 Optimization of Blade Numbers

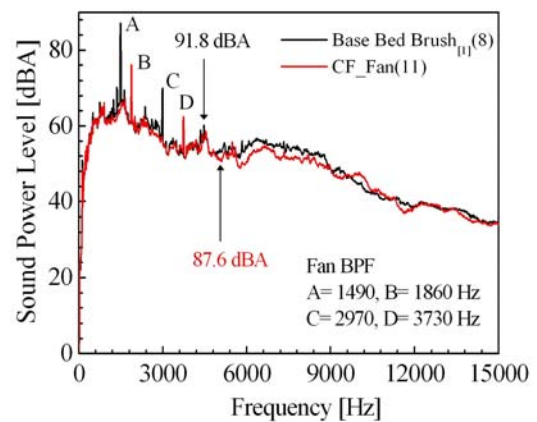


Fig. 3 Noise Spectrum of Base Bed Brush and Cross-Flow Fan

러쉬의 회전수가 3840 RPM으로 가장 크지만, 8~10 개 일 때의 회전수와 크게 차이가 없다. 블레이드 수가 10 개 일 때 소음이 약 2 dBA 작은 것을 고려하면, 블레이드 개수에 따른 회전 성능의 향상은 없지만, 소음저감을 이룰 수 있는 결과라고 볼 수 있다.

원심팬 대신 축과 블레이드 뿌리가 막혀있지 않는 횡류팬을 장착하여 실험한 결과(Fig. 3), 팬 회전 성능을 기본 성능을 유지하면서, 소음은 약 2.5 dBA 저감되는 것을 확인할 수 있다. 횡류팬 자체가 좋은 시스템에서도 효율이 65% 이하이고, 실험 결과 소음 저감의 효과도 있는 것을 감안하면, 상당한 성과를 알 수 있다.

다음으로 기존 브러쉬에 팬에서 드럼브러쉬로 동력 전달에 사용된 기어비가 1:3이었으나, 1:2, 1:1.5로 변경하여 실험한 결과, 각각 3920 RPM, 6140 RPM, 8700 RPM으로 상당히 증가하였음에도 소음은 90.6 ~ 91.5 dBA로 큰 차이를 보이지 않았다.

Table 2는 앞에서 확인한 팬 회전 성능 향상 방안을 여러 개로 조합하여 실험한 결과로 팬 회전 성능을 유지하고 유동 소음을 최대한 줄일 수 있도록 최적화된 실험 결과를 나타내었다. 그 결과, 블레이드 수가 11개인 횡류팬을 사용하고, 팬 높이(두께)를 12.5 mm로 하며, 기어비를 1.5: 1로 한 Test No. 13의 실험 결과(fig. 4)가 최적의 결과로 전체 소음 레벨을 6.3 dB 낮출 수 있었고, Test No. 13의 스펙트럼을 나타낸 fig. 4를 통해서 팬 회전 소음(BPF)이 약 17 dB 감소함으로써 우수한 청감을 확인할 수 있다.

5. 결론

진공청소기의 팬이 장착된 이불 브러쉬의 유동 소음을 효과적으로 저감하기위해서 이전 연구의 소음 원인 분석 결과를 바탕으로 소음 저감 전략을 세웠다. 팬에서 유동 저항을 효과적으로 줄일 수 있는 방안은 팬 블레이드의 높이를 줄이는 것인데, 팬 블레이드 높이를 줄이면 팬의 회전 성능이 감소되어 이불 브러쉬의 청소 성능이 저하된다는 문제점이 동반되므로, 수치해석 결과를 고찰하여 팬 회전 성능을 향상 시킬 수 있는 방안으로 팬 블레이드 수 최적화, 횡류팬 사용, 팬과 드럼 브러쉬의 기어비 변경을 제안하였고, 팬 회전 성능 향상 방안을 토대로 시제품을 제작하여 실험으로 팬 회전 성능이 향상됨을 확인하였다. 향상된 팬 회전 성능은 기존 팬 회전 성능에 도달할 때까지 팬 블레이드 높이를 줄여가면서 소음은 저감시키고 원래의 팬 회전 성능을 유지 할 수 있도록 하여, 전체 소음레벨은 6.3dBA 저감 시키고 톤 소음(BPF)은 약 17 dBA 저감하여 기존 이불 브러쉬보다 상당히 조용하고 청감도 좋으며, 청소 성능도 다소 향상된 이불 브러쉬를 설계안을 제안하였다.

Table 2 Noise Measurement in anechoic room

Test No	Blade(EA)	H	Gear Ratio	소음(dBA)	RPM (드럼)	Torque (kg.cm)
1	C_Fan(Base)	17	1:3	91.1~91.8	3725	0.34
9	CF_Fan(11)	17	1:3	87.6(3.4 ↓)	3380	0.32
11	CF_Fan(11)	12.5	1:3	85.8(5.2 ↓)	3300	0.25
13	CF_Fan(11)	12.5	1:1.5	84.7(6.3 ↓)	5010	0.34
18	CF_Fan(11)	11.5	1:1.5	85.3(5.8 ↓)	5560	0.35
19	CF_Fan(11)	10	1:1.5	84.5(6.6 ↓)	4500	0.23

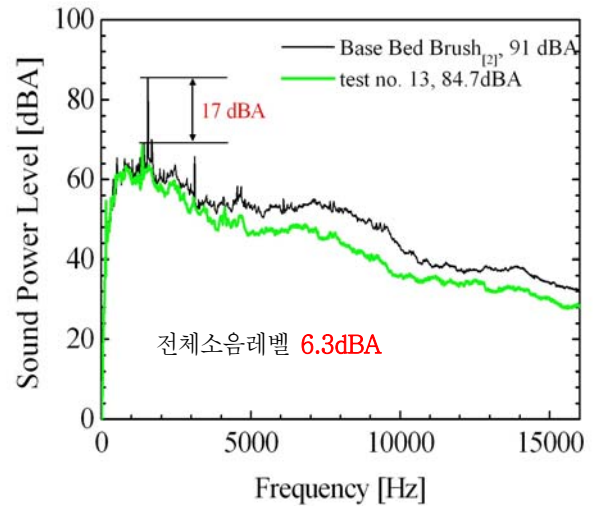


Fig. 4 Noise Spectrum of Test No. 1 and No. 13

참고 문헌

- (1) 홍병국, 송화영, 이동훈, 이창근, 김동윤, “가정용 라인 지후드의 소음저감에 관한 연구”, 2005, 추계학술대회 논문집, 한국소음진동공학회, pp 449-452
- (2) Sandra Velarde-suarez, Rafael Ballesteros-Tajacluará, Juan Pablo nurtado-Cruz, 2006, "Experimental determination of the tonal noise sources in a centrifugal fan", Journal of Sound and Vibration, vol 295, issues 3-5, pp 781-796
- (3) 박이선, 손채훈, 이성철, 오장근, “팬이 장착된 진공청소기 흡입 노즐내 유로 유동 소음해석”, 2006, 추계학술대회 논문집, KSNVE06A-08-06, 한국소음진동학회