

공조기기 판넬 진동으로 인한 방사소음의 실험적 기여도 분석

국형석*, 허승진*, 고강호*, 이재형*, 홍석인*, 김진용*

An Experimental Analysis of the Contributions to the Radiated Noise due to Panel Vibration in a Fan Unit

Hyungseok Kook, Seung-Jin Huh, Kang-Ho Ko, Jaehyung Lee, Seok-In Hong, and Jinyong Kim

Key Words : fan noise(팬소음), 스펙트럼 분리(spectral decomposition), panel contribution method(판넬기여도분석)

Abstract

This study is concerned with the reduction of noise radiation by an industrial fan unit. Among the noise sources involved in the fan unit, this article is focused on the noise source due to vibration of panels of the unit housing. It is shown here that noise radiation associated with the panel vibration can be as significant in some frequency ranges as that associated with other noise sources such as aeroacoustic fan noise.

1. 서 론

축류팬이나 원심팬을 이용한¹ 송풍기는 정압과 유속을 발생시키는 장치이며 공조기기와 가전기기에 광범위하게 응용된다. 송풍기의 설계와 제작에 있어서 효율뿐만이 아니라 소음레벨의 만족이 중요한데 특히 작업현장에 대용량의 송풍기를 써야 하거나 특별히 정숙한 실내소음레벨을 유지하여야 하는 경우 소음저감설계는 중요한 고려사항이다.

송풍기소음의 원인은 공력소음과 진동소음으로 분류할 수 있다. 공력소음은 팬의 회전과 공기유입에 따라 발생하는 난류와 와류가 원인이 되며 날개통과소음과 같은 톤소음과 난류에 의한 브로드밴드성 소음이 있다. 진동소음은 회전체의 질량불평형에 의한 가진력이 모터 베이스를 통해 유닛하우징에 전달되어 구조물이 진동되면서 소음이 발생하며 흔히 구조기인소음 (structure-borne noise) 이라고도 한다.

송풍기의 공력소음을 저감하기 위해서는 저소음형 팬블레이드의 설계[1] 및 유로개선을 취하는 방법이 있다. 또한 덕트를 통해 공기를 송출하는

방식인 경우에는 덕트중간에 플레넘챔버나 머플러를 삽입하여 방사소음을 줄일 수도 있다[2]. 그러나 공력소음보다 구조진동에 기인한 소음방사의 기여도가 현저한 경우에는 위와 같은 소음개선을 위한처방만으로는 충분한 소음저감효과를 얻기가 힘들며 따라서 구체적인 소음대책을 세우기 전에 전체 방사소음중에서 구조기인소음과 그 외 소음의 기여도를 확인할 필요가 있다.

본 논문에서 소음저감을 위한 설계개선대책을 세우기 전에 전체방사소음에서 구조소음이 차지하는 비중을 실험적으로 가늠하는 방법과 적용 예를 소개하였다.

2. 실험 및 결과

2.1 기초실험

실험에 사용된 팬-필터유닛은 직사각형 형상으로 규격화되어 반도체 생산라인과 같은 일정수준 이상의 공기청정도를 요하는 클린룸 천정면에 다수로 밀착 설치되며 클린룸에 수직충류를 공급하는 장치이다. 단위유닛의 개략도를 그림 1에 나타내었는데 유닛 상부의 원형 벨마우스를 통해 공기가 유입되어 축대칭방향의 토출구를 지나 밀면의 직사각형 필터를 통해 유입된 공기가 배출되는

* 국민대학교 자동차공학 전문대학원

구조이다. 실험에 사용된 알루미늄재질의 원심팬은 직경이 460mm 이고, 블레이드가 backward curved airfoil 타입이며 날개수가 7 개이다. 원심팬은 BLDC 모터로 구동되어 속도조절이 자유롭도록 되어있다. 유닛하우징의 재질은 두께 1mm 의 알루미늄 판넬이며 판넬과 판넬은 리벳이음으로 체결되어있다.

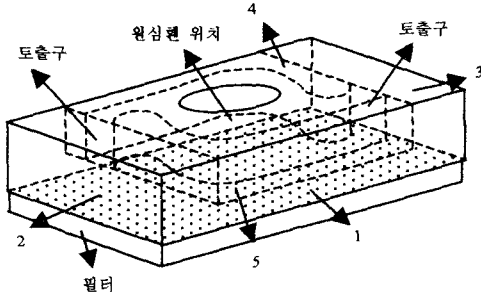


Fig. 1 Sketch of a centrifugal fan unit

운전시 단위유닛의 소음측정을 위해 유닛을 스탠드에 올려 필터면과 실내 바닥면을 1m 이상 띄우고 마이크로폰에 유닛윗면 흡입구에서 방사되는 소음을 차단하고 실제 운전조건에서처럼 적당량의 배압을 걸어주기 위해 0.8 m x 0.8 m x 1m 규격의 MDF 박스를 제작하여 유닛의 상단에 설치하고 박스윗면에 흡입파이프를 두어 실외로부터 공기가 유입되도록 하였다.

소음측정을 위해 필터중앙하단 30cm 에 PCB A130B10 ICP 마이크로폰을 두었으며 데이터처리를 위해 HP35650B 주파수분석기를 사용하였다. 소음 측정은 일반실험실에서 이루어 졌으며 암소음과 측정소음과의 차이는 관심주파수 영역 (50-2000Hz)에서 20dB 이상이였다. 기초데이터 수집을 위하여 사용시의 운전구간인 840rpm 에서 1280rpm 까지 10rpm 간격으로 운전하여 방사소음을 측정된 결과를 그림 2 에 나타내었다. 그림에 나타난 것과 같이 피크성 소음은 모터회전 수와 비례하여 증가하는 성분과 모터의 회전 수와는 상관없이 항상 일정한 주파수 대역에 존재하는 성분으로 두 가지로 나눌 수 있다. 모터회전수에 비례하는 성분에서는 회전수의 7 배 주파수에서 발생하는 날개통과소음(BPF)과 BPF 의 1 차 조화성분 그리고 회전수의 48 배수에서 발생하는 피크가 두드러 지며 500Hz 정도 까지 저주파대역에서 회전수의 조화 성분들의 피크가 비교적 두드러지는 것을 알 수 있다. 48 배수 소음이 두드러지는 것

은 BLDC 모터의 스위칭 주파수(회전수의 48 배)와 관련이 있는 것으로 보인다.

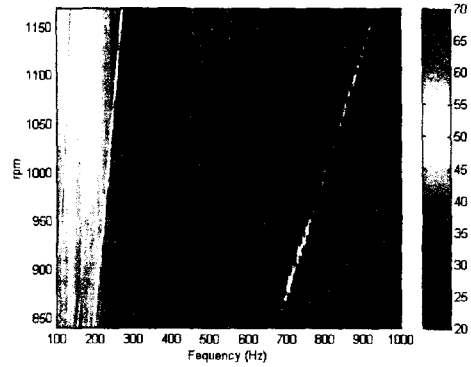


Fig. 2 Spectrogram of the noise radiated by a fan unit

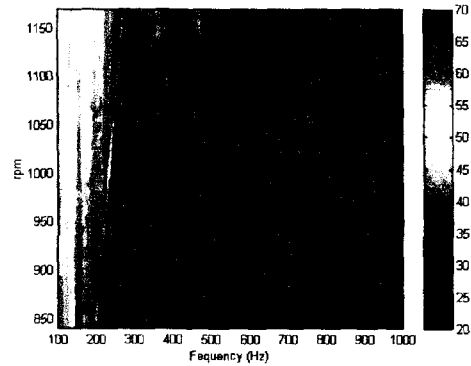


Fig. 3 Spectrogram of the noise radiated by a fan unit after the motor has been reassembled with a tighter tolerance

회전수와 연동되지 않고 일정주파수에 존재하는 피크는 유닛의 음향·구조모드는 물론이고 실험실의 음향모드에서 비롯될 수 있다. 그림 2 에서 관찰할 수 있는 것처럼 이러한 음향·구조모드와 가진주파수가 (회전수와 비례해 주파수가 증가하는 사선으로 표시된 피크성분) 교차하는 곳에서 소음레벨이 현저히 증가하는 것을 알 수 있다. 예를 들어 회전주파수의 48 배 주파수에서 발생하는 모터자기장변화에 의한 소음은 주파수가 700-780 Hz 와 850Hz 이 되는 회전수에서 소음이 특히 두드러졌다. 조사결과 이러한 주파수대역에서 알루미늄팬의 구조모드의 음향방사효율이 높은 것으로 드러났는데 알루미늄재질의 팬 대신에 철 재질의 팬으로 교체하여 실험한 결과 48 배수에 해당하는 주파수에서 소음레벨이 현저하게 줄어드는 것을

확인할 수 있었다.

그림 2 와 같이 BPF 와 BPF 의 조화 성분 외에 회전수의 조화성분이 강한 피크를 가질 때에는 진동에 의한 소음방사의 기여도가 높다고 볼 수 있다. 실험에 사용된 BLDC 모터의 조립공차를 개선하여 회전시의 질량 불평형 정도를 줄이고 실험을 반복한 결과를 그림 3 에 나타내었다. 그림에서 관찰 할 수 있는 바와 같이 모터의 개선을 통한 진동 저감으로 소음방사레벨을 상당히 줄일 수 있음을 알 수 있다. 특히 모터자기장 변화에 의한 48 배수 소음은 알루미늄 쉘을 사용하였음에도 불구하고 현저히 줄어든 것을 관찰 할 수 있다.

실험 예와 같은 회전체의 소음·진동의 spectrogram 을 spectral decomposition 방법을 이용해 분석할 수 있다[3]. Spectral decomposition 은 다음과 같이 시스템의 응답이 가진함수와 음향·구조 전달함수의 곱으로 이루어짐을 가정한다.

$$Y(f, S) = F(S)G(f) \quad (1)$$

여기서 f 는 주파수, S 는 Strouhal Number 이며 F , G , Y 는 각각 가진함수, 전달함수, 응답함수이다. 전달함수는 주파수만의 함수로 시스템의 공진특성을 나타내는 반면 가진함수는 가진력의 스펙트럼을 스트루얼수의 함수로 표시한다.

그림 2 와 그림 3 에 표시한 모터 개선 전후의 방사소음 스펙트로그램을 가진함수와 전달함수로 분리한 결과를 그림 4 와 그림 5 에 각각 나타내었다. 그림 4 와 5 의 상단에 나타낸 가진함수는 브로드밴드성분이 저 스트루얼 수에서 우세하고 고 스트루얼 수로 갈수록 가진 에너지가 감소하는 전형적인 모습임을 알 수 있다. 여기서 스트루얼 수는 모터 회전수를 기준으로 하였고 예를 들어 스트루얼 수가 10 이라면 회전수의 10 배에 해당하는 무차원 수에 해당한다. 그림 4 에서 모터개선 전의 경우 톤 가진성분은 BPF 에 해당하는 7 스트루얼 수와 첫번째 조화성분인 14 스트루얼수 그리고 48 스트루얼수에 가진 에너지가 집중되어 있고 모터회전에 의한 가진과 그 조화성분도 두드러진 것을 관찰 할 수 있다. 그림 5 의 상단에 표시된 모터개선후의 가진력 분포를 보면 브로드밴드 성분은 모터개선전과 유사하나 톤 성분이 현저히 줄어 든 것을 관찰할 수 있다. 모터개선 후 시스템의 음향·구조모드는 크게 영향을 받지 않을 것으로 기대되는데 따라서 시스템 전달함수 G 는 변경 전후 크게 달라지지 않아야 한다. 이는 그림 4 와 5 의 하단에 나타낸 전달함수를 비교하여 확인할 수 있다. Spectral decomposition 방법의 장점은 spectrogram 에서 가진함수와 전달함수(공진특성)

를 분리해서 가진력의 분포와 공진피크의 크기를 주파수별로 상대적으로 비교해 볼 수 있다는 점이다. 전달함수의 특성을 보면 약 140Hz 와 160-220Hz 에 이르는 대역 그리고 360Hz 와 470Hz 에 서 전달함수의 피크가 두드러짐을 알 수 있다.

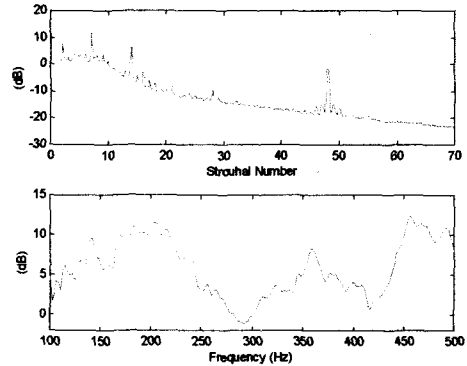


Fig. 4 Results of Spectral Decomposition from spectrogram represented in Figure 2

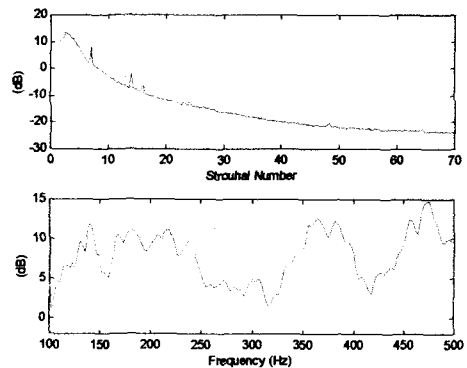


Fig. 5 Results of Spectral Decomposition from spectrogram represented in Figure 3

2.2 판넬별 소음방사 기여도분석

스펙트로그램과 시스템 전달함수에서 쉘유티의 주파수별 공진특성을 확인 할 수 있으나 구체적인 소음저감 대책을 세우기 위해서는 주파수별 피크 응답의 원인을 파악하여야 한다. 전체소음방사에서 판넬진동이 기여하는 정도를 가늠하기 위하여 판넬기여도 분석실험을 수행하였다.

기여도분석 실험에서 소음방사에 기여할 수 있는 판넬을 그림 1 에 표시한 것처럼 전면판넬(1), 좌측판넬(2), 후면판넬(3), 우측판넬(4), 그리고 쉘하우징 하부판넬(5)로 가정하였다. 유티윗면 판넬은 강성보강이 잘되어 있는 편이고 가속도계를 이

용한 예비실험결과 다른 판넬에 비하여 진동레벨이 현저하게 낮아 고려대상에서 제외하였다. 또한 각 판넬의 소음기여도는 다른 판넬과 서로 독립적인 것으로 가정하였는데 (즉, 교차항을 무시함) 판넬간의 연결부에서 댐핑이 커서 판넬 진동간의 코히어런스가 작고 한 판넬을 가진할 경우 인접한 다른 판넬의 진동레벨이 20dB 이상 작게 측정되었기 때문이다.

각 판넬의 기여도 분석을 위해 먼저 모드해석 실험을 각 판넬별로 실시하여 50Hz - 500Hz 에서 판넬의 진동레벨을 잘 측정할 수 있는 가속도계의 위치를 선정하였다. 판넬 i 의 소음 방사율은 임팩트해머로 부착된 가속도계의 위치를 타격하여 얻은 가속도계의 신호와 필터 중앙 하단부에 설치된 마이크에서 측정된 소음까지의 전달 함수, T_i 를 측정하여 얻었다. 운전중 판넬별 소음방사기여도를 측정하기 전 먼저 유닛의 모터와 팬을 제거하고 그 위치에 스피커를 설치하여 백색소음으로 가진하고 각 판넬의 정해진 위치에서의 가속도레벨과 필터 중앙하단에서의 소음신호를 측정하였다. 판넬에 의한 소음방사레벨을 다음과 같이 추정할 수 있다.

$$|p_{panel}| = (\sum T_i A_i / p_{total}) |p_{total}| \quad (2)$$

여기서 A_i/p_{total} 는 전체음향신호를 기준으로 한 가속도계 신호의 전달함수이며 $|p_{total}|$ 는 전체음향신호이다. 그림 6 에 전체음향신호와 그 중 판넬진동이 기여하는 부분으로 추정되는 성분을 표시하였다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 360Hz 근방에서 판넬 진동이 전체소음방사에 상당량 기여하고 있음을 관찰 할 수 있다. 그 외 주파수 영역에서는 피크성분은 존재하나 전체소음 방사 레벨과는 약 10-20dB 정도의 차이가 존재한다. 판넬별 기여도를 확인하여 두 주파수대역에서의 소음방사가 주로 어느 판넬에 기인 하는지를 알아볼 수 있다. 그림 7 과 8 에 각각 전·후 판넬과 하부판넬의 소음방사기여를 나타내었다. 전·후 판넬은 275Hz, 400Hz, 470Hz 에서 구조기인 소음에 기여하는 정도가 크지만 전체소음레벨에는 큰 기여를 하지 않는 편임을 알 수 있다. 반면 하부 판넬은 위 주파수 대역을 제외한 대부분의 주파수 대역에서 구조소음의 주원인임을 알 수 있다. 좌우 판넬은 그림으로 나타내지 않았으나 구조소음에 거의 기여하지 않는 것으로 확인 하였다.

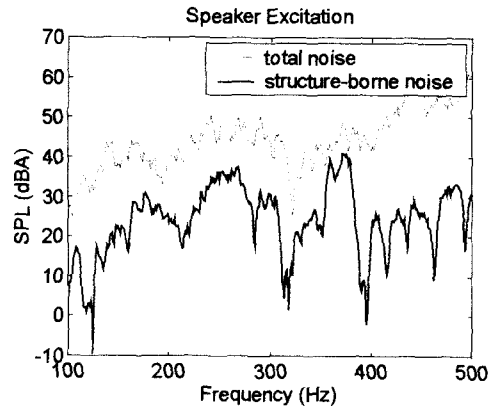


Fig. 6 Total radiation noise and the estimated contribution from structure-borne noise when a loudspeaker installed in the fan-motor position was excited by a white noise

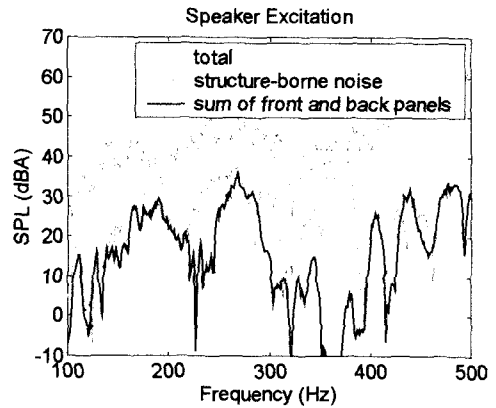


Fig. 7 Estimated contribution of front and back panels when a loudspeaker installed in the fan-motor position was excited by a white noise

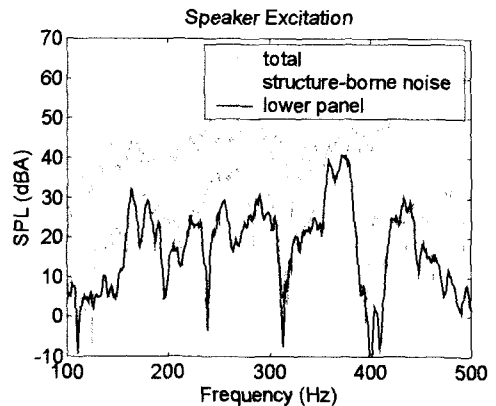


Fig. 8 Estimated contribution of the lower panel when a loudspeaker installed in the fan-motor position was excited by a white noise

스피커를 가진 원으로 이용하는 경우와 운전 시험한 경우 판넬기여도의 차이를 비교해 보기 위하여 회전수 900rpm 에서 판넬의 소음방사 기여도 분석 실험을 수행하였다. 그림 9 는 900rpm 으로 동작중일 때의 방사소음 스펙트럼과 구조기인으로 짐작되는 성분의 스펙트럼을 비교한 것 이다. 스피커실험의 경우처럼 360Hz 에서 구조소음의 기여도가 큰 것을 알 수 있는데 특이한 것은 스피커 실험에서는 두드러지지 않았던 160Hz 에서의 구조소음이 그 대역에서의 방사소음에 상당량 기여한다는 점이다. 이는 스피커와 모터의 가진 방식의 차이에서 비롯되는 것으로 추측된다. 그림 10 을 보면 160Hz 에서의 구조소음은 하부판넬의 진동이 주원인임을 알 수 있다. 그림 11 의 구조기인소음 스펙트럼을 보면 133Hz 에서 전체방사소음보다 3dB 정도 작은 레벨의 피크가 생기는데 이는 BPF 성분이며 모터의 가진 스펙트럼이 스피커의 그것과는 달리 톤 성분을 가지기 때문에 일어나는 현상이다.

관심 송풍기의 실험결과 구조기인 소음의 중요성은 구조기인 소음을 차단할 때 전체소음방사레벨이 획기적으로 줄어든다고 생각되지는 않는다. 예를 들어 1140rpm 에서 송풍기를 작동시킬 때 구조기인 소음의 기여도가 비교적 큰 편인 133Hz 에서의 소음은 구조기인 소음과 공력적인 날개통과소음이 약 반반의 비중으로 구조기인 소음을 완벽히 차단할 경우에도 소음방사레벨은 해당 주파수에서 약 3dB 정도 감소하는데 그칠 것이기 때문이다. 구조기인 소음을 고려해야 하는 것이 중요한 이유는 133Hz 근방에서는 머플러의 삽입 등의 방법으로 효과적인 소음 저감을 얻을 수 없다는 점이다.

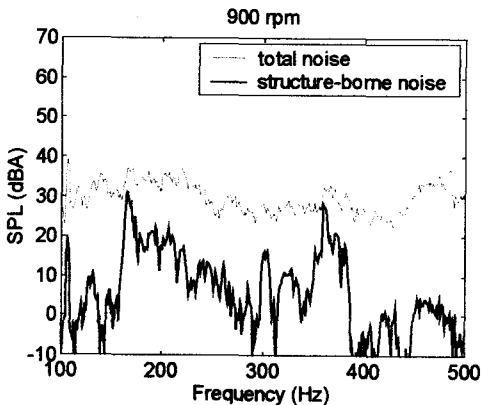


Fig. 9 Total radiation noise and the estimated contribution from structure-borne noise when the unit was operated at a constant speed of 900rpm.

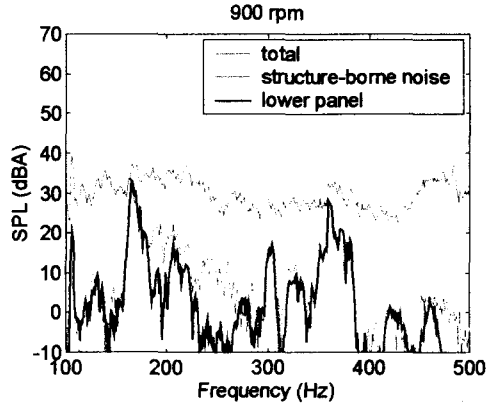


Fig. 10 Estimated contribution from the lower panel to the total structure-borne noise when the unit was operated at a constant speed of 900rpm.

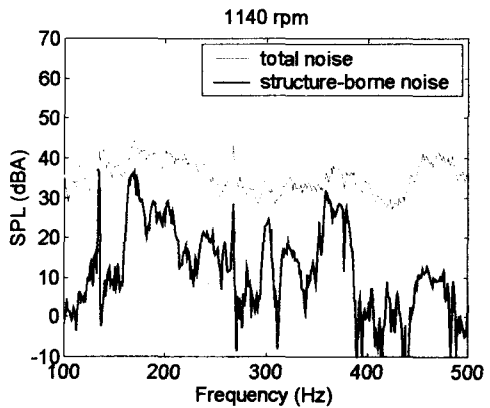


Fig. 11 Estimated contribution from the lower panel to the total structure-borne noise when the unit was operated at a constant speed of 1140rpm.

3. 결론

가진 소음원의 스펙트럼과 시스템의 전달특성을 분리하는 Spectral decomposition 방법은 송풍기에 의한 방사소음을 분석하는데 유효한 방법이었으며 방사소음에 주로 기여하는 주파수대역을 확인하는데 쓰여질 수 있었다. 실험에 사용한 송풍기의 경우 모터의 조립공차를 개선하여 진동레벨을 저감한 이후에도 판넬의 진동에 의한 소음방사의 레벨이 특정 주파수 영역에서 무시할 수 없는 수치였으며 따라서 팬이나 유로에 대한 소음성능 개선전에 판넬의 소음방사 기여도는 먼저 확인해야 할 사항이라고 여겨진다.

판넬 소음기여도실험에서 송풍기를 작동 회전수 범위에서 운전하여 진동레벨을 측정하는 경우

에는 가진력의 스펙트럼이 회전수의 조화성분에 치중해 있기 때문에 결과해석에 신중을 요한다. 팬·모터 대신 스피커를 이용하는 경우 가진스펙트럼을 백색으로 할 수 있어 유리하나 가진특성의 차이로 실제 운전중 가진될 수 있는 관넬의 진동 모드가 가진이 잘 안될 수도 있는 것을 관찰하였다.

구조소음에 주로 기여하는 것으로 밝혀진 하부 관넬을 강성 보강하는 방안을 현재 강구 중이며 강성보강 후 하부관넬의 기여도 분석 실험을 반복하고 관넬진동 이외의 원인에 대한 소음저감 대책에 관한 연구가 추후 과제이다.

참고문헌

- (1) 이덕주, 전완호, 정기훈, 2001, “케이싱을 고려한 팬의 유동 및 소음해석 프로그램 응용,” 한국소음진동공학회지, Vol 11, No. 1, pp.5-14.
- (2) M.L. Munjal, 1987, Acoustics of ducts and mufflers with application to exhaust and ventilation system design, John Wiley & Sons:New York.
- (3) J.D. Bezemek, 1997, Aeroacoustic source characterization method with applications to flow-excited cavity pressure fluctuations and computer cooling fan noise, MS Thesis, school of mechanical engineering, Purdue University.