

자동차용 냉각팬의 설계와 시스템 개선을 통한 저소음화 연구

Design of Automotive Engine Cooling Fan and Study on Noise Reduction through Modification of System

김병주* · 강상규** · 김규영** · 이덕주† · 이재영*** · 이덕호*** · 신동수***

Byung Joo Kim, Sang Kyu Kang, Kyu Young Kim, Duck Joo Lee,
Jae Young Lee, Duck Ho Lee and Dong Su Shin

(2004년 6월 7일 접수 : 2004년 10월 21일 심사완료)

Key Words : Axial Fan(축류 팬), Nonuniform Inflow(비균일 유입류), Broadband Noise(광대역 소음), Discrete Tonal Noise(이산 분절소음)

ABSTRACT

Axial fans are widely used for automotive engine cooling device due to their ability to produce high flow rate to keep engine cool. At the same time, the noise generated by these fans causes one of the most serious problems. Especially, engine cooling fan noise in idle condition of a car is noticeable. Therefore, the high efficient and low-noise fan is seriously needed. When a new fan system is designed, system resistance and non-uniform inflow are the key factors to get the high performance and low noise fan system. In this study, aerodynamic and acoustic calculations are carried out on the automotive cooling fan and system. Effects of various design parameters are studied through the free wake analysis and experiments. Better performance and noise characteristic are obtained for the new design fan using the methodology. Furthermore through the modification of the fan system geometry parameters, the fan system produce more flow rate and become less noisy.

1. 서 론

근래의 자동차 산업은 편안하고 안락한 승차조건을 요구하는 최근의 소비자의 욕구를 반영하여 저소음화 연구가 활발하게 수행되고 있다. 저소음 기술 개발은 작게는 소비자의 불만 감소 뿐 만 아니라 장기적으로는 세계 시장에서의 저소음화 전략에 의한 판매 증가

에 큰 역할을 할 수 있기 때문이다. 자동차의 소음원 중 엔진 냉각팬은 가장 큰 소음원 중의 하나로 알려져 있다. 엔진이나 다른 자동차 부품들이 더욱 조용하게 만들어 지고 있는 상황에서 냉각팬의 저소음화 개발은 더더욱 시급한 실정이다. Fig. 1은 자동차가 정지된 상태에서 시동을 걸었을 때, 팬을 작동 시킬 때와 그렇지 않을 때의 소음을 실험적으로 비교한 그림이다. 그래프에서 알 수 있듯이 OSPL은 약 10 dB(A)의 차이가 나고, 토온소음 역시 팬이 작동할 때 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상을 완화하기 위해 자동차의 축류 냉각팬에 대한 유동특성과 소음특성을 정밀하게 분석하고, 실험을 통해 구체적인 적용방법에 대한 연구가 필요하다.

축류팬의 지배적인 소음원은 팬 날개 표면 위의 비정상 힘의 교란에 기인한 이극(dipole)이라 알려져

† 책임저자 : 정희원, 한국과학기술원 항공우주공학과
E-mail : djlee@hanbit.kaist.ac.kr

Tel : (042) 869-3716, Fax : (042) 869-3710

* 한국과학기술원 대학원 항공우주공학과

** 한국과학기술원 대학원 항공우주공학과

*** (주)두원공조 기술연구소

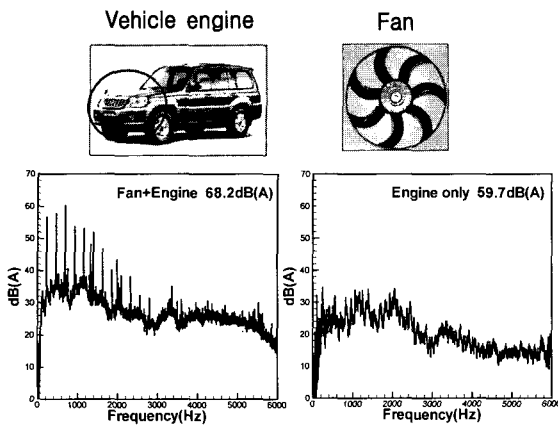


Fig. 1 Comparison of engine noise with fan noise

있다. 일반적인 축류팬의 소음 특성은 주파수 특성에 따라서 분절음(tonal noise)과 광역소음(broadband noise)으로 나누어진다. 우선 분절음은 날개 통과 주파수(BPF)와 그 조화 주파수의 음으로 이루어지며 날개에 작용하는 힘이 회전하거나 주위 구조물(shroud)과 주기적인 상호 작용을 일으킴으로써 발생한다. 또한 팬 입구 장애물이나 형상에 의한 주기적인 난류 유입이 주기적인 소음을 발생시킨다. 그 예로 비균일 유입류가 있다. 광역소음으로는 난류의 유입으로 발생하는 난류 유입소음, 경계층 내의 난류에 의해 발생하는 난류 경계층 소음, 팬 뒷전의 와류 홀림에 의해 발생하는 와류 홀림 소음 등이 있으며 넓은 주파수 범위에 걸쳐서 분포한다.

이러한 소음원 분류로 볼 때 자동차에서의 엔진 냉각팬은 주위의 구조물이 가까이 있을 뿐만 아니라 비균일 난류유입으로 인한 소음 특성이 매우 불리한 조건이다. 또한, 엔진에서 발생하는 높은 열을 방열해야 하기 때문에 많은 유량을 낼 수 있어야 할 뿐만 아니라, 매우 협소한 공간에 설치되기 때문에 큰 시스템 저항을 이겨 낼 수 있는 팬이어야 하는 특징이 있다. 이 연구에서는 이러한 자동차용 엔진 냉각팬을 요구 조건에 맞게 설계하는 것 뿐 만 아니라, 전체 팬 시스템의 실험적 연구로 성능을 향상시키고 소음을 저감할 수 있는 방법들을 수행하였다.

2. 팬 설계

이 연구에서 사용된 팬 시스템은 열교환기가 팬 전면에 위치하는 풀러타입(puller type)으로서, 열교환

기 후면에 팬을 장착하여 열교환기 앞쪽의 공기를 끌어들이므로써 공기가 열교환기를 통과하여 냉각되도록 이루어져 있다. 이는 자동차의 엔진공간이 협소화되고 있는 현재의 자동차들에 많이 적용되고 있는 형식이기도 하다. 그러나 이러한 팬은 협소한 공간으로 인한 큰 시스템 저항을 극복하면서, 고 유량으로 엔진룸의 고온을 지속적으로 냉각시킬 수 있어야 하기 때문에 많은 문제점을 안고 있다.

2.1 설계 방법과 주요 변수

(1) 설계 방법

장착될 곳의 요구조건에 맞는 팬을 제작하기 위하여 구조적, 공간적인 제약조건 한도에서 필요한 성능 및 소음 목표값을 설정한다. 이러한 기본적인 조건으로부터 블레이드의 삼차원 형상을 만들고 그것을 바탕으로 이 연구실에서 개발한 성능해석 코드인 비균일 유동 모멘텀-블레이드 요소 혼합 해석프로그램과 시간적분 자유후류 해석 프로그램, 그리고 상용프로그램인 FLUENT를 이용하여 개념설계, 기본설계, 상세설계의 단계로 성능 및 소음을 해석하여 설계하였다. Fig. 2는 개략적인 디자인 순서를 나타낸 그림이다. 이 논문에서는 각각에 대한 구체적인 설계 이론 및 해석 방법은 생략 하겠다.

(2) 설계의 주안점

설계할 팬의 요구조건은 엔진룸을 냉각시키기 위한 유량이 2750 m³/hr 이상이어야 하며, 소음은 실차에 장착되었을 때 광대역 소음수준이 66 dB(A)이하가 되어야 한다.

또한 26 mm 폭 라디에이터와 컨덴서가 있는 시스템에 장착되었을 때, 팬에 적용되는 저항은 17 mmAq이다. 크기 제한으로는 팬의 외경이 440 mm를 넘지 않아야 하는 조건이 따른다. 이 연구에서는 이러한 기본적인 조건을 설계에 적용하는 것 이외에 다음과 같은 몇 가지의 중요한 변수들을 추가로 고려하여 설계를 하였다.

첫째, 시스템 저항을 고려한 블레이드 설계.

팬의 설계에 있어서 가장 중요한 고려 인자는 시스템저항이라 할 수 있다. 시스템 저항은 속도의 제곱에 비례하는 양이고 팬의 파워에 밀접한 관계를 갖는다. 팬 블레이드의 길이 방향에 따라 일정한 속도분포를 갖는 것이 유도항력에 의한 파워를 최소로 하고 결국 팬의 효율을 높일 수가 있다. 또한 시스템 저항

은 유량 및 소음 관점에서 중요하다. 낮게 평가된 시스템저항에서 설계된 팬은 실제 시스템 저항에서 실속이 발생하고 유량의 감소와 소음의 증가를 초래하게 된다. 따라서 설계 조건에 라디에이터와 콘덴서만의 시스템 저항 뿐 만 아니라, 실차에서의 저항을 고려하여 팬 설계를 하였다. 즉, 날개에서의 양력계수에 여유를 두어 실제 장착 되었을 때 안정적으로 팬의 성능을 발휘할 수 있도록 하였다.

둘째, 블레이드 단면 익형의 변경

팬 전면에 위치한 라디에이터에 의해 팬 블레이드로 난류 유입이 발생한다. 이러한 난류성분은 블레이드의 전연부와 상호작용을 하여 소음을 일으키게 되는데, 이는 블레이드 전연의 곡률을 라디에이터에 의한 유입 난류의 특성 길이보다 크게 하여 개선할 수가 있다. 또한 블레이드의 유동 입사각이 맞지 않을 때, 블레이드 전연에서의 박리 현상 등으로 인한 유량손실 및 박리소음이 발생한다. 이를 고려하면, 기존 팬에서의 Arc형 에어포일은 유량 및 소음적 측면에서 적합하지 않아 Gottingen 429로 단면 익형 모양을 변경하였다.

셋째, 블레이드 팁에서의 전향각 설정

팬 앞쪽에 구성되어 있는 방열판은 라디에이터와 콘덴서로 구성되어 있다. 그러나 두 부품의 크기 차이로 인하여 비균일 유입류가 발생하여 소음에 큰 영

향을 미치고 있다. 또한 블레이드의 팁부근에서는 이러한 유동변화에 가장 민감하게 반응하여 소음을 발생한다. 이러한 현상을 실험을 통하여 확인하고, 라디에이터와 콘덴서의 단차가 나는 부분에서 팁까지의 블레이드 형상에 전향각을 주어 설계하였다.

넷째, 저 회전수, 고폭량 설계

팬의 회전수를 낮추면 블레이드의 팁 속도가 줄어들게 되는데, 속도의 작은 변화로도 큰 음압저감의 효과를 볼 수가 있다. 그래서 설계의 입력조건에서부터 낮은 회전수로 작동하도록 설계를 하여, 제한된 공간을 최대한 활용해 동일 지름의 팬에서 최대의 성능을 내도록 설계하였다.

2.2 기존팬과 설계된 팬의 비교

팬을 설계하기에 앞서 Fig. 3(a)의 그림과 같은 기본모델에 대해서 여러 가지 실험을 하였다. 실험을 통해 기본적인 자동차용 팬의 특징들을 조사한 후에 여기에서의 문제점들과 앞에서 설명한 절차와 방법을 바탕으로 팬을 설계하였다. Fig. 3의 (b)는 개선된 팬의 형상이다.

(1) 수치해석 결과

기본모델의 형상정보를 이용하여 수치해석을 수행하였다. Fig. 3(c), (d)는 기본설계 단계의 순차적 자유후류법(time marching free-wake)으로 해석하여 팬 출구방향 쪽에서의 순간 속도를 나타낸 결과이다. 개선된 형상에서 더 큰 유량분포를 보이는 것을 알 수 있다. Fig. 3(e)는 자유후류법을 이용한 공력계산 결과를 바탕으로 소음을 계산한 결과를 나타낸다. 측정위치는 소음이 가장 우세하다고 생각되는 팬 평면의 끝단 부분에서 가까운 반경의 5% 거리, 팬 회전면에서 10도의 위치에서 계산을 수행하였다. 개선된 팬의 토온 소음 크기는 그림에서와 같이 전 주파수 영역에 걸쳐서 기존 형상의 팬에 비하여 적은 크기를 나타내고 있다.

(2) 실험 결과

설계시 의도였던 고유량 저소음 팬의 개념에 맞게 새로 설계된 형상(Fig. 4(b))에서 기존팬(Fig. 4 (a)) 다 성능 및 소음이 향상되었다. Fig. 4(c)의 결과는 팬 단독으로 실험을 한 것인데, 동일 조건에서 소음 스펙트럼의 차이가 나는 것을 알 수 있고, 토온소음의 크기도 차이가 있다. 또한 설계된 팬을 라디에이터와 케이싱이 있는 기존 모듈에 장착하였을 때, Fig.

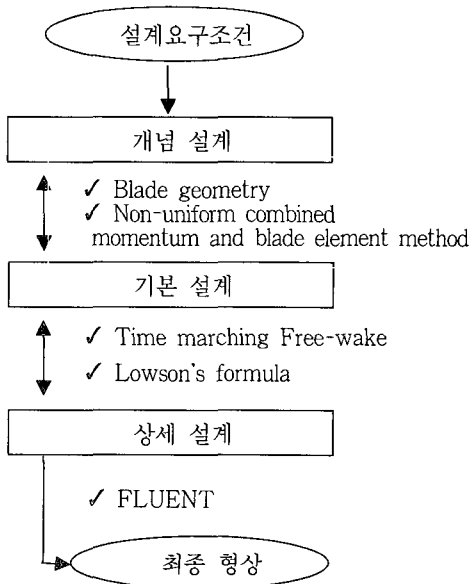
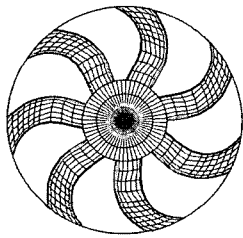
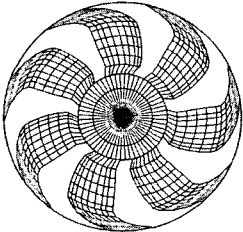


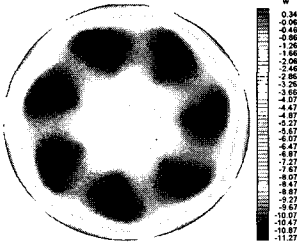
Fig. 2 Flowchart for designing an engine cooling fan



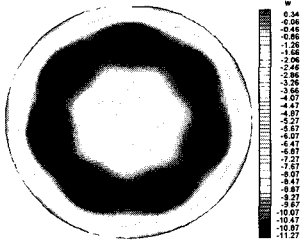
(a) Original fan grid



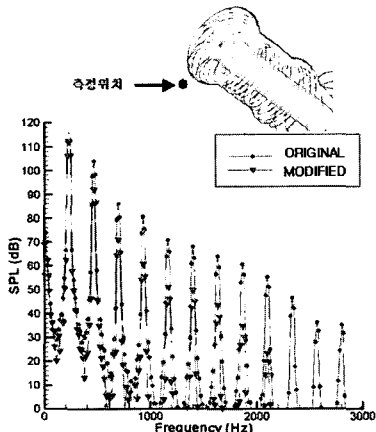
(b) Modified fan grid



(c) Original fan velocity

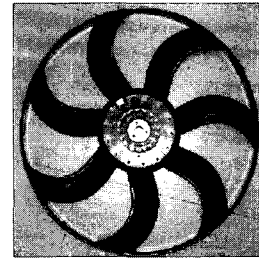


(d) Modified fan velocity

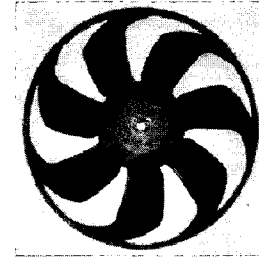


(e) Noise comparison

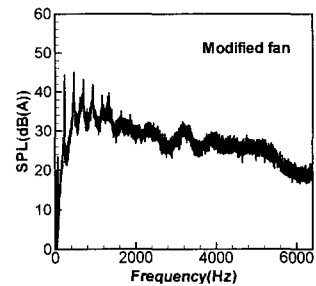
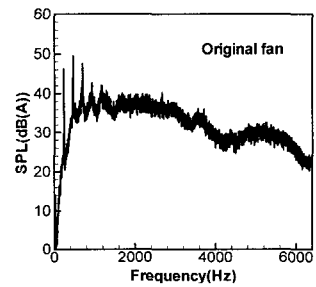
Fig. 3 Numerical results of flow rate and noise



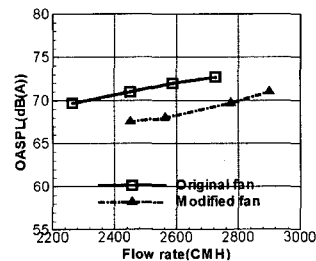
(a) Original model



(b) Modified model



(c) Noise spectrum of two fans without shroud and radiator



(d) Module noise level with shroud and radiator

Fig. 4 Comparison of performance and noise of two fans

4(d)에서 볼 수 있는 것처럼 동일 유량에서 약 3~4 dB(A) 낮은 소음수준으로 작동하는 것을 확인할 수 있었다.

3. 실험을 통한 팬 시스템 분석

앞의 결과에서와 같이 팬 단독으로의 성능과 소음, 모듈에서의 광대역 소음은 기존의 팬보다 상당한 효과를 얻을 수 있었다. 그러나 광대역 소음이 좋다 하더라도 협소한 공간에 장착되기 때문에 분절소음의 문제가 발생하게 된다. 특히 개선된 팬은 기존의 팬보다 날개의 시위 길이가 크고 허브와 팁에서의 높이도 높기 때문에 시스템에 장착될 때 주위 구조물과의 거리가 훨씬 가깝게 되는 결과를 초래한다. 이로 인하여 팬에 유입되는 비균일 유입류의 현상은 더 심해지고 라디에이터와 팬, 팬과 지지대와의 거리가 가까워져서 심한 분절소음이 나타난다. 팬의 광대역 소음이 낮더라도 실제 차량에 장착될 시에 이러한 분절소음은 운전자의 귀에 상당히 좋지 않은 청감을 주게 되는 문제가 생긴다.

3.1 기존 시스템에서의 소음원

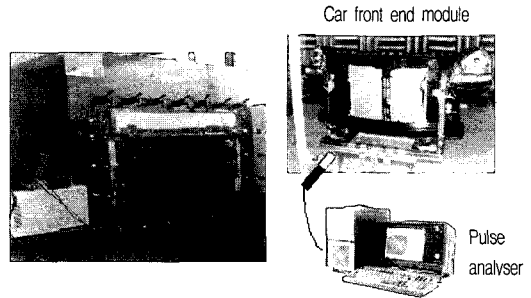
팬 시스템에서는 성능과 소음에 대한 분석이 팬 단독으로서는 불충분하기 때문에 팬이 운용될 전체적인 시스템에서의 문제점을 분석하였다. 기존 팬 시스템에서의 소음원은 여러 가지로 정리할 수가 있는데, 가장 중요한 현상중의 하나는 유동이 비균일하게 유입되어 팬과 상호작용을 하는 것이다. 기존 시스템에서는 다음과 같은 원인들을 찾아볼 수가 있다.

첫째, 초기 팬 설계 단계에서 날개 길이방향으로 비균일 유입류에 의한 비균일 저항이 생기는 것을 고려하여 설계하였지만, 케이싱의 비 대칭성으로 인해 추가적인 비균일 유입이 일어난다. 둘째, 팬 전면에 위치한 라디에이터와 콘덴서가 서로 크기의 차이를 두고 장착되어 있어서 각 구간에서의 유동 속도가 다르게 유입된다. 셋째, 콘덴서 앞의 차체 구조물 지지대이다. 이것은 분절소음의 가장 큰 원인 중의 하나로 볼 수가 있는데, 유동의 흐름을 막고 있는 구간을 만들어 팬 전면에 더욱 심한 유동변화를 초래한다. 넷째, 적은 공간에 큰 직경의 팬이 들어가기 때문에 케이싱에 협소한 구석(corner)공간이 형성된다. 이러한 협소구간도 케이싱의 비 대칭성에 의해 그 효과가 더욱 커진다.

또, 이러한 비균일 유입류에 의한 현상 이외에 팬 모터 지지대의 모양과 거리, 팁 간극에서의 역류현상 등으로 인하여 소음의 변화(특히 분절소음)가 민감하게 변화한다.

3.2 실험 및 적용

앞에서 소개한 소음 원인들을 실험을 통하여 분석하고 그 해결방안을 실험을 통하여 모색하였다. 실험은 (주)두원 공조의 무향실이고 팬 테스터를 이용하여 수행하였고, 측정에는 과학기술원의 소음 측정 장비인 B&K 3560 Pulse Analyser를 이용하여 팬 앞에서 1m 떨어진 위치에서 소음을 측정하였다. Fig. 5는 실험에 사용된 장비의 모습을 보여주고 있다.



(a) Fan tester (b) Data acquisition and analyser

Fig. 5 Experimental set-up

(1) 라디에이터의 폭 변경

시스템 저항을 줄이면서 라디에이터와 팬의 거리를 확보하기 위해 라디에이터의 폭을 줄였다. 이러한 방법은 기본적으로 재료비의 감소로 원가를 절감할 수 있다. 또한 저항 감소로 인해 유량을 증대시킬 수 있는 효과를 얻을 뿐만 아니라, 라디에이터와 팬사이의 간격을 확보하여 분절소음을 줄일 수 있다. Fig. 6의

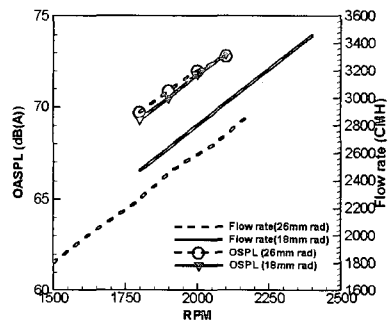
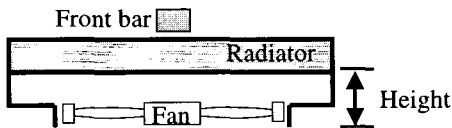


Fig. 6 Performance and noise with 26 mm width radiator and 18 mm width radiator

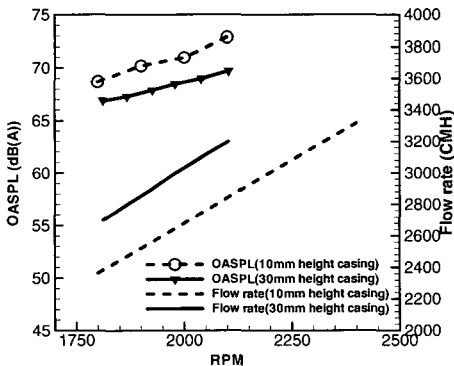
결과를 보면 라디에이터의 폭이 26 mm일 때보다 18 mm 폭일때 동일 회전수에 비슷한 소음수준을 유지 하면서 약 200(m³/hr)의 유량증가를 보였다.

(2) 라디에이터와 케이싱의 거리 확보

협소한 공간을 갖고 있는 엔진룸의 특성 때문에 팬 시스템에는 공간상의 제약이 많이 있다. 특히, 팬과 라디에이터의 간격은 불가피하게 가까워질 수밖에 없는데, 이때문에 팬의 비균일 유입류 현상이 강해지고 분절소음이나 난류에 의한 광대역 소음이 강하게 나타난다. 이에 라디에이터와 케이스의 간격을 변화시켜 비균일 유입류가 성능 및 소음에 큰 영향을 미칠 수 있다는 것을 알게 되었다. 실험은 Fig. 7(a)와 같이 콘덴서 앞쪽에 자체 구조물 지지대가 있는 상태에서 대칭구조로 되어있는 케이싱을 이용하여 수행되었다. Fig. 7(b)에서 볼 수 있는 것처럼 케이싱과 라디에이터의 거리에 따라 전체 소음수준은 동일 회전수에서 2~3 dB(A) 차이를 보이며, 유량도 동일 회전수에서 약 300(m³/hr) 정도의 차이가 나는 것을 확인할 수 있었다. 이 결과를 보면 케이싱이 라디에이터에서 멀어짐에 따라 비균일 유입류가 완화되어 팬 시스템의 성능이 향상됨을 볼 수 있고, 팬에 가까이 위치한 라디에이터 때문에 생겼던 소음들이 감소하는 것을 알 수 있다.



(a) Upside view of symmetric fan system

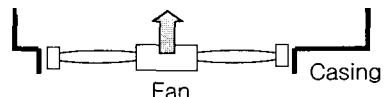


(b) Performance and noise level with modified fan, front bar and 18 mm width radiator

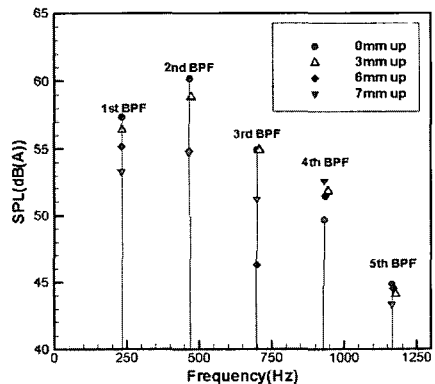
Fig. 7 Effect of different height of symmetric casing

(3) 케이싱에서 팬의 장착 높이 변경

비대칭이고 복잡한 형상을 가진 케이스에서부터 팬으로 들어오는 비균일 유입류를 완화하기 위하여 팬을 케이스 위로 들어 올려 실험을 하였다.(Fig. 8 (a)) 이 실험은 팬과 케이스의 앞 쪽에 붙은 라디에이터와 콘덴서를 제거한 상태에서 실험 하였는데, 케이스와 팬의 간격 차이를 0 mm~7 mm까지 변화함에 따라 동일 회전수에서 분절소음의 크기 차이가 발생하는 것을 발견하였다. Fig. 8(b)의 결과를 보면 팬의 높이가 높아질수록 분절소음의 크기가 줄어드는 것을 볼 수 있는데, 6mm팬을 올렸을 때부터 낮은 크기의 분절소음레벨을 내는 것을 알 수 있다.



(a) Upside view of fan system without radiator



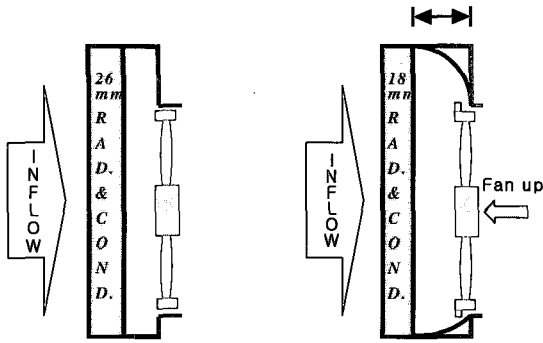
(b) Discrete tonal noise

Fig. 8 Comparison of BPF tonal noise with a variation of fan position

(4) 그 밖의 소음원 개선

기존 팬 시스템에서의 팬 모터 지지대는 구조적인 관점에서 설계되어 복잡한 형상을 하고 있는데, 이는 유동소음 측면에서는 불리한 조건이다. 이러한 이유로 유동의 흐름을 방해하지 않고 잘 빠져 나갈 수 있도록 지지대를 재 구성하였다.

또한, 유동 가시화를 통해 블레이드 팁부분에서 역류하는 흐름을 볼 수 있었는데, 이러한 현상은 성능 저하와 소음증가의 현상을 초래하는 것으로 확인하였다. 이를 유동 출구쪽의 바깥쪽 쉬라우드에 이중턱을 두어 유동이 역류하는 현상을 막거나 최소화하였다.



(a) Original system (b) Modified system

Fig. 9 Fan system change

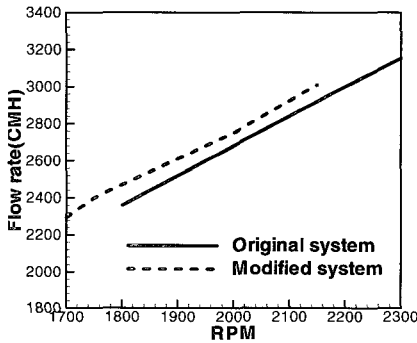


Fig. 10 Performance curves with original and modified casing systems

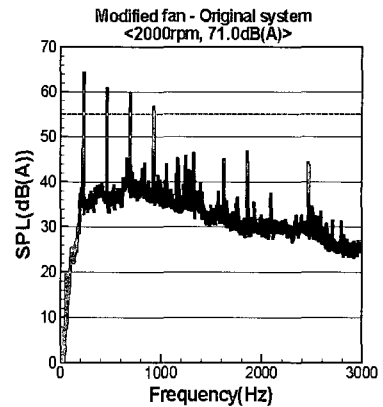
3.3 개선된 팬 시스템

실험을 통한 팬 시스템의 분석을 통해 얻은 결과를 바탕으로 개선된 시스템을 고안하였다. 라디에이터의 폭을 변경하고 케이싱의 거리를 확보하면서 유로를 부드럽게 만들어주는 한편, 팬을 케이싱에서 올리는 것을 적용하였다.

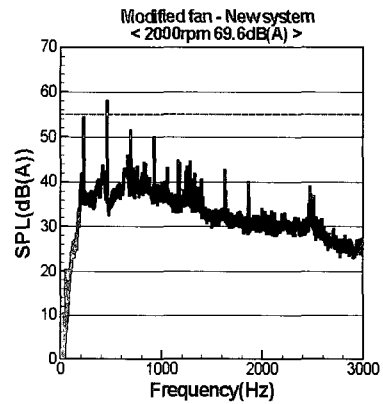
여기에 추가적으로 팬에 입사하는 유입류의 흐름을 부드럽게 해주기 위해 팬에 고정된 쉬라우드 링을 8 mm 확장하였다. Fig. 9는 (a)와 같은 기존 시스템에서 (b)의 형태로 변경된 시스템을 간략화한 그림을 통해 나타내었다.

설계된 팬을 개선된 시스템에 장착했을 때의 성능과 소음은 Fig. 10와 Fig. 11을 통해 확인할 수가 있다.

개선된 시스템에서의 유량은 동일 회전수로 비교했을 때, 약 100(m³/hr) 더 높은 성능을 보여 주었다. 소음은 모듈의 변경만으로 기존 시스템의 71 dB(A)에서 69.6 dB(A)로 1.4 dB(A) 저감하는 효과를 보았다. 또한 큰 크기를 내었던 BPF 분절 소음 역시 큰 폭으로 줄어들어 청감소음도 양호하게 개선되었다.



(a) Original system



(b) Modified system

Fig. 11 Noise spectrum with modified casing systems

결국 팬 시스템을 개선 함으로써 성능향상은 물론이고 광대역 소음과 분절소음을 함께 저감하는 결과를 얻었다.

4. 결론 및 추후 연구

이 논문에서는 협소한 엔진 룸에 큰 시스템 저항을 극복하고 고유량을 내야하는 자동차용 엔진냉각 팬을 설계하였다. 또한 실험을 통해 팬 시스템 전체를 분석하여 다음과 같은 결론을 내었다.

첫째, 팬 단품으로 성능과 소음이 양호하더라도 전체 시스템에서는 제 성능을 다 내지 못하거나 분절소음 같은 문제를 발생하였다. 이로써 시스템 전체를 고려한 분석이 중요함을 알 수 있었다.

둘째, 라디에이터를 변경하여 시스템 저항을 낮춤으로 해서 유량을 증대시키고, 거리 확보로 인해 라

디에이터와 팬의 간섭 효과를 줄였다.

셋째, 라디에이터와 케이싱의 거리가 크게 떨어지면 팬에 들어오는 비균일 유입류가 완화되어 팬 성능을 증가시키고 소음도 감소하였다.

넷째, 팬의 유입류 쪽을 케이싱에서 떨어 뜨리는 것도 비균일 유입류를 완화하는 방법이었다.

다섯째, 설계된 팬과 개선된 시스템으로 성능을 향상시키고 광대역소음, 분절소음을 저감하였다.

이 연구에서는 팬에서의 구체적인 효율 수준, 전력 소모, 무게 등에 대한 분석은 포함하고 있지 않았다. 현재 개선된 팬에서는 유동손실에 의한 효율저하, 블레이드의 무게 증가로 인한 구조적 문제점들에 대한 연구가 진행 중에 있다.

참 고 문 헌

(1) Fukano, T., Senoo, Y. and Kodama, Y., 1977. "Noise Generated by Low pressure Axial Flow Fans, I: Modeling of the Turbulent Noise," *Journal of Sound and Vibration*, 1977, Vol. 50, No. 1, pp. 63~74.

(2) Lowson, M.V. 1965, "The Sound Field for

Singularities in Motion," *Proc. R. Soc. London, Ser. A*, 286, pp. 559~572.

(3) Wu, S. F., Su, S. and Shah, H. 1998. "Noise Radiation from Engine Cooling Fans," *Journal of Sound and Vibration*, 1998, Vol. 216, pp. 107~132.

(4) Wright, T. 1995. "In Search of Simple Models for the Prediction of Fan Performance and Noise," *Noise Control Engineering J.*, Vol. 43, No. 4, pp. 85~89.

(5) 정기훈, 최한림, 윤용일, 이상현, 이덕주, 2000. "비균일 입류에 의한 팬소음 해석," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 106~112.

(6) 이정환, 조경석, 신효성, 신행기, 이수갑, 1998. "자동차 엔진 냉각팬의 공력 소음 예측에 관한 연구," 유체기계 연구개발 발표회논문집, pp. 115~120.

(7) 김창준, 이동익, 2000, "비소음 측정을 이용한 저소음 축류팬 설계," 한국소음진동공학회논문집, 제 10 권, 제 5 호, pp. 873~879.

(8) 전완호, 백승조, 김창준, 2003, "청소기의 공력소음 특성 파악 및 저소음화에 관한 연구," 한국소음진동공학회논문집, 제 13 권, 제 6 호, pp. 460~466.