

고속 버스용 엔진 냉각 팬의 저소음화 연구 A Study on the Noise Reduction of the Engine cooling Fan used an Express Bus

오재응*·심현진**·이정윤***
Jac-Eung Oh, Hyoun-Jin Sim, Jung-youn Lee

Key Words : BPF(날개 통과 주파수), Discrete Frequency Noise(이산 주파수 소음), Broadband Noise(광대역 소음), Taguchi method(다구찌 기법), SN ratio(SN 비)

ABSTRACT

In this study, it has been developed the program for predicting the noise spectrum of axial flow fan. The radiated acoustic pressure is expressed the discrete frequency noise peaks at BPF(Blade passage frequency) and its harmonics by Wu's method and the line spectrum at the broad band by Wright's method. And this paper presents the characteristics of a fan noise due to modify the design parameters. Accordingly, it is obtained the design parameter values for noise reduction of fan.

1. 서론

최근 소음에 관한 일반인들의 관심이 높아지면서, 자동차의 소음 규제가 점차로 강화되고 있다. 이 중 버스 등 대형 차량의 소음 저감 연구는 타 승용 자동차에 비하여 그 연구가 미비한 실정이며, 특히 주요 소음원으로 간주되었던 엔진 소음, 배기 소음 등의 저감에 관한 연구가 활발히 진행되어 많은 성과를 거둠에 따라 엔진 냉각 팬의 소음이 크게 부각되어, 팬 소음 저감은 시급한 과제로 남아 있는 실정이다.

팬 소음 양상을 예측하기 위한 연구는 1970년대 Wright⁽¹⁾와 Fukano⁽²⁾의 연구가 대표적이다.

또한 1990년대 후반 Wu⁽³⁾는 팬 소음의 피크 성분을 중심으로 팬 소음 스펙트럼을 모델링하였다. 최근에는 FEM 등에 의해 팬 소음 양상을 예측하는 연구가 활발히 진행 중이다. 이러한 팬 소음 모델링은 음향학적 해석 및 예측에 있어서 그 신뢰성은 인정되나, 모델링 시간 및 비용이 많이 들며, 해석에 전문성을 요한다. 여기에 서론을 입력하십시오. 따라서 팬 소음 예측 및 저소음 설계를 위해 적용이 용이하며 실용적인 프로그램을 개발하는 것은 중요한 과제이다.

본 연구에서는 팬 소음 특성을 파악하기 위하여 팬 형상면에서의 주 소음원을 인텐시티 기법을 이용하여 규명하였다. 또한 버스용 엔진 냉각 팬의 저소음 설계를 위하여 Wright 와 Wu 의 연구

를 기초로 팬 소음 스펙트럼을 예측하였다. 또한 팬 소음에 영향을 끼치는 인자를 선정하여 다구찌 기법에 의해 팬 소음에 끼치는 각 인자의 영향 정도를 파악하고 저소음 설계 사양을 제시하였다.

2. 팬 소음 이론

2.1 축류형 팬 소음 특성

축류형 팬은 작동 유체의 흐름이 축 방향으로 흐를 때 날개에 발생하는 양력으로 유체 흐름에 에너지를 얻는 방식이다. 축류형 팬은 주로 저압, 고폭량을 요구하는데 적합하다.

축류형 팬의 소음 특성⁽⁴⁾에는 크게 팬의 구조적 진동에 의해 발생하는 기계 구조적 소음과 유체와 의 상호 작용에 의한 유체음이 있다. 유체음에는 날개가 공간 상의 고정점을 지날 때, 즉 정익과 동익 사이의 상호 작용에 의한 공기력의 주기적 변동으로 발생하는 이산 주파수 소음(불연속 주파수 소음, discrete frequency noise)과 익면에서의 난류 경계층에서 발생하는 광대역 소음(broadband noise)이 있다.

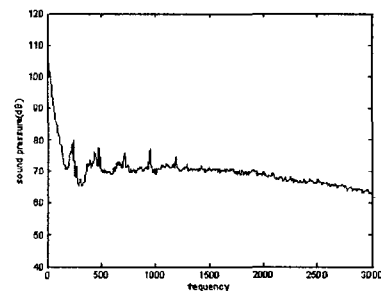


Fig. 1 Fan noise spectrum
Fig.1 은 임의의 팬의 소음 스펙트럼으로서 뚜렷

* 한양대학교 자동차공학과 교수
E-mail : jeoh@ihanyang.ac.kr
Tel : (02) 2290-0452, Fax : (02) 2299-3153

** 한양대학교 자동차공학과

*** 경기대학교 전자.기계공학부 교수

한 피크를 나타내는 값이 이산 주파수 소음에 속하며, 전체적으로 분포하는 값이 광대역 소음을 의미한다.

2.2 축류형 팬 소음의 예측

(1) 이산 주파수 소음의 예측

이산 주파수 소음은 간섭 소음이라고도 하며, 속도 결손의 어떤 불균일한 유입풍과 회전하는 날개가 간섭하여 발생하는 소음이다. 즉, 회전하는 날개에 고정된 압력 장이 회전하는데에서 기인한다. 이는 일반적으로 날개수와 회전수에 관련된 BPF(Blade Passage Frequency)를 기본 주파수로 하고, 이의 조화 성분(harmonic components)으로 구성되며 BPF는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$BPF = (V_r \times N) / 60 \quad (1)$$

여기서, V_r 은 회전수(rpm), N 은 날개 수이다.

W_u 는 팬의 방사 음압이 회전하는 날개에 의해 유체에 작용하는 힘에 비례한다는 이론으로부터, 다음과 같은 음압 예측 값을 유도하였다.

$$sp = \sum_{j=0}^{\infty} \text{Re}(SP_j e^{-i2\pi j B f_0 t}) \quad (2)$$

여기서 SP_j 는 방사 음압의 스펙트럼을 의미한다.

$$SP_j = \int_{r_0}^{\xi B} \frac{\xi B^2 F_L \alpha r \cos \psi \sin \theta}{8\pi^2 R_0} (1 - e^{-2\pi \alpha r / B}) \left(i \frac{2\pi j B f_0}{c} - \frac{1}{R_0} \right) \times \frac{(2 - \delta_{0j}) e^{i2\pi j B f_0 \sqrt{R_0^2 + r^2} / c}}{(\alpha r)^2 + (jB)^2} dr \quad (3)$$

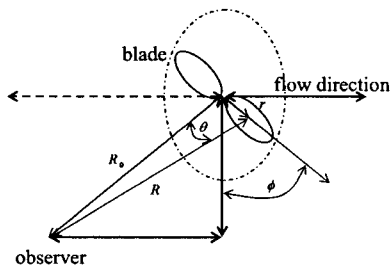


Fig. 2 Schematic of an axial flow fan in a free field
여기서, ξ 는 코드 길이에 의한 변수, B 는 날개 수, F_L 은 단위 길이당 양력이다. ψ 는 날개 특정 부분에서의 유입각, α 는 압력 펄스의 감소율, r 은 반경을 의미한다.

(2) 광대역 소음의 예측

광대역 소음은 팬 날개 표면이나, 슈라우드(shroud) 내면에 생성된 경계층 및 날개 후연

(trailing edge)에서 발생하는 소음으로, 난류의 변동에 관계하며, 난류 소음이라고도 불린다. 이 소음은 날개 후연에서 방출되는 와(vortex, 渦)의 변동에 기인하고, 여러 가지 주파수로 구성되어있는 소음이다. 이 광대역 소음은 주로 날개의 형상에 의존하기 때문에 균일한 유입풍의 조건에서 운전되는 경우 (예를 들면 평벽에 부착된 환풍기처럼)에서는 전체 소음레벨을 지배하는 요인이 되기도 한다.

Wright에 의해 제시된 난류 경계층 소음의 피크 주파수는 무차원 변수 Strouhal Number를 이용하여 표현된다.

$$f_{pt} = S_t (V_t / a) = S_t \{ N / (\rho_a)_{actual} \} \quad (4)$$

여기서, S_t 는 Strouhal Number, V_t 는 날개 선단의 속도, a 는 날개의 chord length, $(\rho_a)_{actual}$ ($= a / 2\pi r_i$)는 actual chord solidity, r_i 는 날개의 반경이다. 주요 참고 문헌에 보고된 S_t 의 값은 0.8~1.0 범위의 값으로 나타나 있으며, 날개의 폭에 대한 두께의 비율에 따라 약간씩 변화한다. 날개의 폭에 대한 두께의 비율이 5% 정도인 일반 팬에서는 $S_t \cong 1.0$ 이다.

Wright는 축류형 회전익에 대한 여러 측정 결과로부터 난류 경계층 소음의 피크 레벨에 대한 수식을 다음과 같이 도출하였다.

$$SPL = 10 \log \frac{\Delta f V_t^2 (e^{0.46\alpha} / \alpha^2) T_T^2 \sin^2 \sigma}{R^2 a B} - 30dB(N, m) \quad (5)$$

여기서, Δf 는 피크로부터 20 dB 낮은 레벨을 갖는 주파수 밴드의 폭, α 는 날개의 incidence angle, T_T 는 날개에 가해진 총추력, σ 는 관측점의 elevation angle, R 은 관측거리, B 는 날개 개수이다.

날개에 가해지는 총 추력을 알기 어려운 경우는 lift coefficient로부터 대략적으로 계산할 수 있다.

$$T_T = 0.5 \rho A V_t^2 C_l \quad (6)$$

$$A = 0.33 B \cdot a \cdot r_i \quad (7)$$

$$C_l = 2\pi\alpha \quad (8)$$

즉, 총추력은 lift coefficient C_l , 유체의 밀도 ρ , 날개의 면적 A 로부터 계산된다.

3. 음향 인텐시티 이론

인텐시티⁽⁵⁾는 단위 면적을 통과하는 에너지 유동률로서, 음향 인텐시티는 주어진 위치에서 방사되는 음향 에너지에 대한 크기와 방향을 나타내는 벡터량이다. 어느 특정한 r 방향의 인텐시티 I_r 은 단위시간 동안에 전파 방향에 수직인 단위면적을 통하여 흐르는 에너지로서 음압과 입자속도의 시간 평균으로 정의할 수 있다.

$$\bar{I}_r = \frac{dE}{dt \cdot dA} = \overline{p \cdot u} \quad (9)$$

입자 속도 u 는 Newton 제 2 법칙에 의해 측정된 음압 간의 근사식으로 표현되며, 음압 p 와 입자 속도 u 는 다음과 같이 표현된다.

$$p(r,t) \cong \frac{1}{2} \{p_1(t) + p_2(t)\} \quad (10)$$

$$u(r,t) \cong -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p}{\partial r} dt \quad (11)$$

음압과 입자 속도는 Fourier 변환의 정의에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P(f) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) \cdot e^{-j2\pi f t} dt = \frac{1}{2} \{P_1(f) + P_2(f)\} \quad (12)$$

$$U(f) = \int_{-\infty}^{\infty} u(t) \cdot e^{-j2\pi f t} dt = -\frac{1}{j\omega\rho\Delta r} \{P_2(f) - P_1(f)\} \quad (13)$$

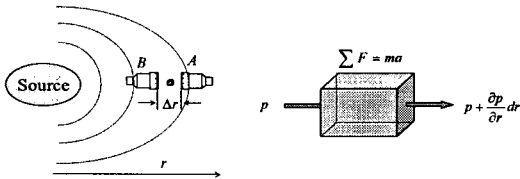


Fig. 3 Extremely small volume between microphones

상호 스펙트럼 함수의 정의에 의해,

$$S_{pu} = E[P(f) \cdot U(f)] \quad (14)$$

여기서, *는 공액 복소수, $E[\]$ 는 집합평균을 의미한다.

식(12)와 식(13)을 식(14)에 대입하여 정리하면 음향 인텐시티는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$I_r(f) = -\frac{1}{2\pi\rho\Delta r} \int \frac{\text{Im}[G_{p_1 p_2}(f)]}{f} df \quad (15)$$

여기서 음향 인텐시티는 상호스펙트럼함수의 허수부(imaginary part)를 측정함으로써 계산될 수 있다.

4. 다구찌 기법

4.1 실험 계획법

실험계획법 (Design of Experiments)⁽⁶⁾은 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 실시하고, 데이터를 어떻게 취하며, 어떠한 통계적 방법으로 분석하면 최소의 실험횟수로 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 것으로 그 순서는 다음과 같다.

실험의 목적이 설정되면, 이를 평가하기 위한 특성치를 선택한다. 실험에 있어서 실험에 직접 취급되는 요인을 인자(factor)라고 부르며 실험을 하기 위한 인자의 여러 가지 조건을 인자의 수준(level)이라고 한다. 또한 실험 횟수를 최소화하기 위해 직교 배열표에 의해 실험을 배치하여 실시한다. 직교 배열표는 인자의 조합 수와 수준에 따라 선택한다. 분산 분석과 요인 효과 분석을 이용해 선택한 각 인자의 특성치에의 유의성과 인자들의 최적 조합을 찾아낸다. Fig.4는 실험 계획법에 의한 실험의 순서이다.

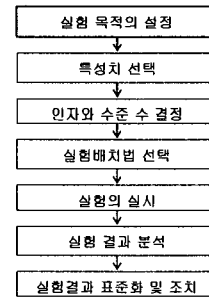


Fig. 4 Design of experiments diagram

4.2 다구찌 기법 이론

다구찌 기법⁽⁷⁾의 목적은 잡음에 강한 설계를 하는 것이다. 즉 잡음에 대한 오차를 없애거나 줄이

려는 목적보다는 잡음의 영향을 받지 않으려는데 그 목적이 있다. 제어할 수 있는 영향력이 강한 인자를 찾아내어 이 인자들의 영향력을 최대로 하여 잡음의 영향력을 최소로 하는 것이 다구찌 기법의 강건설계(Robust Design)이다. 강건설계된 제품은 경비의 손실을 최소화한다. 불량품이 줄고 이로 인한 상품반환이나 교환 등이 줄어들기 때문이다. 이러한 강건설계에 필요한 기법이 S/N (Signal / Noise)비다.

$$\begin{aligned} \text{S/N 비} &= \text{신호의 힘} / \text{잡음의 힘} \\ &= \text{신호입력이 산출물에 전달된 힘} \\ &\quad / \text{잡음이 산출물에 전달된 힘} \end{aligned}$$

= 모평균 제곱의 추정값 / 분산의 추정값

또한 다구찌 기법에 의한 변형 특성치는 목적에 따라 다음과 같이 세가지로 분류된다.

- (1) 망목 특성: 어떤 유한한 목표값이 있고, 목표값보다 작아도 커도 만족스럽지 못한 특성
 $\eta = -10 \log \sigma^2$, $\sigma^2 = (y_i - \bar{y})^2$ 의 평균 (16)
- (2) 망소특성: 음수가 아니며 작을수록 좋은 특성

$$\eta = 10 \log \frac{1}{\sigma^2} = -10 \log \sigma^2 \quad (17)$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} (y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_n^2)$$

- (3) 망대특성: 음수가 아니며 클수록 좋은 특성

$$\eta = 10 \log \frac{1}{\sigma^2} = -10 \log \sigma^2 \quad (18)$$

$$\sigma^2 = \frac{1}{n} \left(\frac{1}{y_1^2} + \frac{1}{y_2^2} + \dots + \frac{1}{y_n^2} \right)$$

여기서, η 는 SN 비, y_i 는 특성치를 의미한다

5. 실험 및 시뮬레이션

5.1 팬 형상 면에서의 소음원 규명

(1) 축류형 팬의 동기화

팬 회전 시의 팬 형상 면에서의 소음원을 규명하기 위하여 광센서와 타코미터를 이용하여 시간적인 동기화(trigger) (8)를 수행하였다.

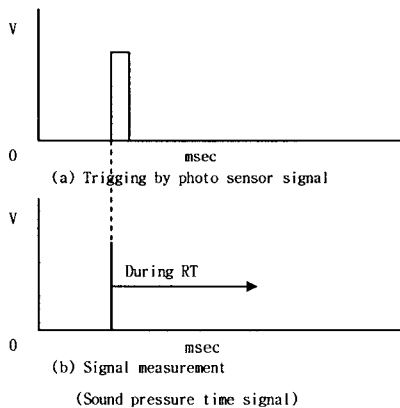


Fig. 5 The measurement of sound pressure signal by triggering (RT:Recording time)

(3) 음향 인텐시티 측정을 통한 소음원 규명

동기화 수행을 위해 팬 장치에 광센서를 부착

하고 인텐시티 측정 실험을 실시하였다. 실험 대상 팬은 Fig. 6 과 같으며, 소형 팬은 날개 3개, 직경 30cm 이며, 대형 팬은 날개 8개, 직경 70cm 이며, 타코미터로 측정된 팬의 회전 속도는 각각 1,042rpm, 1,785rpm 이다. 대형 팬의 경우 기하학적인 대칭성을 고려하여 팬 면적의 1/2 에 대하여 실험을 수행하였다 Fig. 7 과 Fig. 8 은 대상 팬의 인텐시티 측정 결과이다.

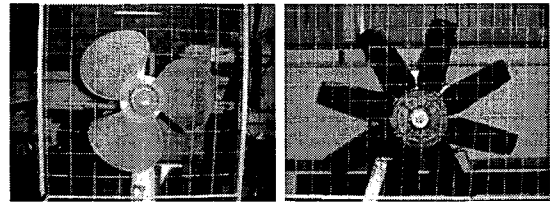


Fig. 6 Two types of fans for the experiment

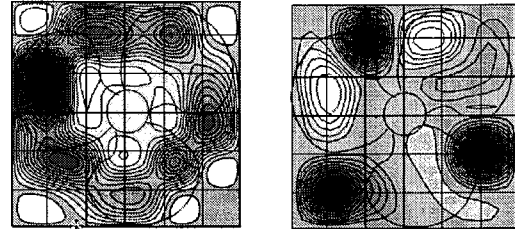


Fig. 7 The contour of sound intensity of the small fan

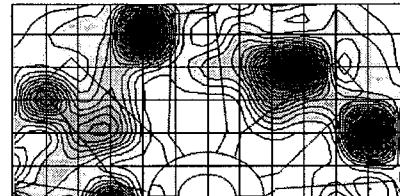


Fig. 8 The contour of sound intensity of the large fan after Trigger

소형 팬에서의 동기화를 하기 전과 동기화 후의 결과를 Fig.7 에 나타내었다. 동기화를 하지 않았을 경우 팬의 중심으로부터 원주 좌표를 정의할 때 전반적으로 날개 반경방향에서 소음이 나타나는 것을 알 수 있지만 정확한 소음원의 위치를 알 수 없다. 그러나 동기화를 하였을 경우 팬의 각 날개의 후단(trailing edge)과 다음 날개의 선단(leading edge) 사이에서 정확한 소음원이 나타남을 알 수 있다. Fig.8 의 대형 팬에서도 소음원이 팬의 날개 사이, 팁 방향에서 나타남을 알 수 있었다

5.2 팬소음 예측 프로그램 개발 및 저소음 설계

(1) 프로그램의 검증

소음 스펙트럼 예측 이론을 이용하여 팬 소음 예측 시뮬레이터를 개발하였다. 이 때 팬 소음을

그 특성에 따라 이산 주파수 소음과 난류 경계층 소음의 두 가지로 분류하여 각각에 대하여 Wu 와 Wright 의 예측 이론을 적용하였으며, 예측 성능을 검증하기 위하여 대상 팬의 소음 스펙트럼을 예측하고 그 결과를 실험치와 비교하였다. 대상 팬은 팁 직경 65cm 의 버스용 엔진 냉각 팬으로 회전 속도는 1720rpm 이다.

Fig. 9 을 통해 모의 팬의 경우와 같이 버스 팬의 음압 스펙트럼 실측 치와 시뮬레이션 값이 잘 일치함을 볼 수 있다. 관심 주파수 내의 음압 오버올 값(overall value)을 비교하면, 실측치 71.43dB, 예측치 71.57 로 그 차가 매우 근소함으로써, 개발한 팬 소음 예측 프로그램을 검증하였다.

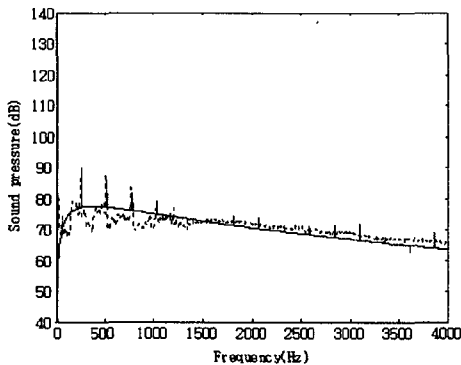


Fig. 9 Comparison of the calculated and the measured noise spectra of the bus fan (..... : measurement, — : prediction)

(2) 저소음 설계

설계 인자의 치수 변경에 따른 팬 단품의 소음 정도를 파악하고 저소음 설계 사양을 도출하기 위하여 검증된 팬 소음 예측 프로그램에 다구찌 모듈을 추가하였다.

팬 소음 레벨에의 영향이 작은 인자에 대하여 더 큰 가중치를 주어 각 인자의 효과를 가능한 한 동일한 조건에서 고려할 수 있도록 하였다. 또한 선정된 인자가 팬의 냉각 성능(풍량)에 대하여 소음과 반대의 효과로 작용하므로 팬의 성능을 고려하여 초기값에 대한 변화율을 길이 인자의 경우 2cm 내외, 설치 각의 경우 2 내외로 택하였다.

팬 설계 인자 중 소음에 영향을 미치는 정도와 시뮬레이션 수행 시의 변경 가능성을 고려하여 Table 1 과 같은 7 개의 인자(factor)를 선정하고, 대상 팬에 대하여 시뮬레이션을 수행해 보았다. 이때 인자 수를 고려하여 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 직교 배열표를 선택하여, 총 18 회의 시뮬레이션을 실행하였다. 시뮬레이션 수행 결과로 얻은 음압 오버올

값으로부터 망소 특성치의 SN 비를 도출하고 분산 분석을 실시한 결과는 Table 2 와 같다.

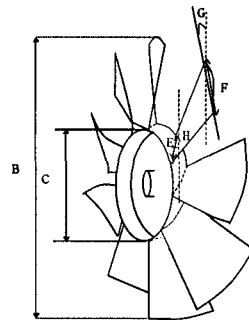


Fig. 10 Simplified model

Table 1 Factors & levels of prototype fan

| Control factor | Level | | |
|--------------------------------|-------|------|-------|
| | 0 | 1 | 2 |
| B Tip diameter[m] | 0.637 | 0.65 | 0.663 |
| C Hub diameter /Tip diameter | 39% | 41% | 43% |
| D Fan blade number | 8 | 9 | 10 |
| E Chord length at hub[m] | 0.095 | 0.11 | 0.125 |
| F Chord length at tip[m] | 0.175 | 0.19 | 0.215 |
| G Setting angle at tip[degree] | 28.2 | 30 | 31.8 |
| H Setting angle at hub[degree] | 42.3 | 45 | 47.7 |

Table 2 ANOVA table

| Factor | DOF | SS | MS | F-value |
|--------|-----|--------|--------|---------|
| B | 2 | 0.5752 | 0.2876 | 14022 |
| C | 2 | 0.0363 | 0.0181 | 885 |
| D | 2 | 0.1704 | 0.0852 | 4155 |
| E | 2 | 0.0739 | 0.0369 | 1801 |
| F | 2 | 0.2600 | 0.1300 | 6339 |
| G | 2 | 0.1205 | 0.0603 | 2938 |
| H | 2 | 0.0070 | 0.0035 | 172 |
| e | 3 | 0.0001 | 0.0000 | |
| Total | 17 | 1.2434 | | |

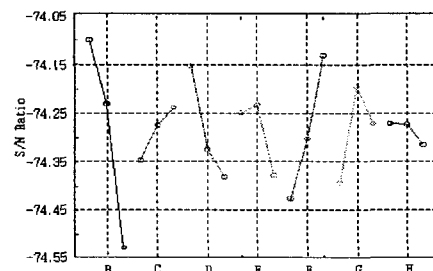


Fig. 11 Factorial effect diagram

여기서, DOF 는 자유도, SS 는 변동, MS 는 분산 값을 의미한다. F-value 는 인자 분산/에러 분산이다.

유의성 판별 기준 값(30.8)을 채택하여, F-value 값을 비교,검증한 결과 버스 팬의 모든 인자가 소음에 대하여 유의함을 확인할 수 있었다. F-value 의 값을 보면, 그 순서는 B > F > D > G > E > C > H 의 순으로 팬의 소음 정도에 기여함을 알 수 있었다.

Fig. 11 은 SN 비로부터 각 인자별 효과를 나타낸 것으로 인자 별로 SN 비가 최대값을 가질 때 소음 저감 효과를 얻을 수 있다. 다음의 Fig. 12 는 초기 인자 값과 최적화 변경 후의 인자 값에 대한 음압 스펙트럼을 비교한 것이다. Table 3 과 같이 최적화 변경 후 오버올 값이 초기값에 비해 3.2dB 저감되었다.

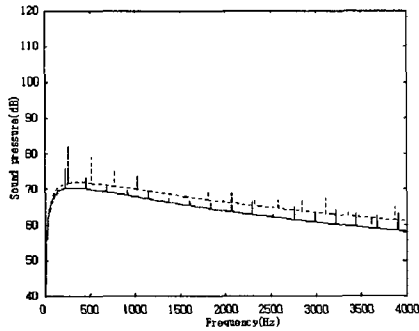


Fig. 12 Comparison of noise spectra of initial condition & optimal condition of the bus fan (..... : initial, — : optimum)

Table 3 Sound pressure overall

| Condition | Overall value(dB) |
|-------------------|-------------------|
| Initial condition | 71.57 |
| Optimal condition | 68.39 |

6. 결론

본 논문에서는 고속 버스용 팬에 대하여, 팬 단품의 구동 장치를 제작하여 팬 소음 특성을 규명하였으며, 이론 해석에 의해 소음 스펙트럼 예측 프로그램을 개발하여 실험을 통해 검증하였다. 또한 검증된 프로그램에 다구찌 모듈을 연결하여 설계 인자 변경에 의한 총 18 번의 시뮬레이션을 수행하고 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 음향 인텐시티 기법을 이용하여 팬의 날개 사이, 외경 부위가 주 소음원임을 규명하였다.

(2) 팬 설계 사양 변경에 의한 시뮬레이션 결과 5.1 의 실험 결과와 같이 팬의 외경(tip) 부위가 내경(hub) 부위에 비해 팬 소음에 미치는 영향이 크게 나타남을 확인할 수 있었다.

(3) 팬 단품의 형상 변경에 의해 소음 저감 효과를 얻었다.

후 기

본 연구는 2001 년~2002 년 현대 자동차와의 산학 연구 과제로 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) S. E. Wright, "The acoustic spectrum of axial flow machines", J. of Sound and Vib., 1976
- (2) T. Fukano, Y. Senoo and Y. Kodama, "Noise generated by low pressure axial flow fans, I: Modeling of the turbulent noise", J. of Sound and Vib., 1977
- (3) S. F. Wu, S. G. Su, "Modelling of the noise spectra of axial flow fans in a free field", J. of Sound and Vib. 1977
- (4) 이승배, "송풍기 소음 규격 동향 및 팬소음 이론", 공기조화 냉동 공학 제 26 권 제 6 호 1997, pp. 481~490
- (5) F. J. Fahy, "Sound intensity", Elsevier applied science, 1989
- (6) 다구찌 겐이치, "품질 설계를 위한 실험 계획법 IV", 한국 공업 표준 협회, 1988
- (7) 이상복, "기초부터 현장적용까지 알기 쉬운 다구찌 기법", 상조사, 2000
- (8) 하범성, "실험적 방법에 의한 축류형 팬의 소음 방사 특성에 관한 연구", 한양대학교 석사 학위 논문, 1997