한국소음진동공학회 창립10주년 기념 소음진동학술대회논문집, pp. 388~395

중장비 축류휀 저소음화 기법

°정기훈*, 최한림*, 김용제*, 이덕주**

Low Noise Technique of Axial Fan in Heavy Equipments

Ki-Hoon Chung, Han-Lim Choi, Young-Jae Kim, Duck-Joo Lee

ABSTRACT

Axial fans are widely used in heavy machines due to their ability to produce high flow rate for cooling of engines. At the same time, the noise generated by these fans causes one of the most serious problems. This work is concerned with the low noise technique of discrete frequency noise. The prediction model, which allowed the calculation of acoustic pressure at the blade passing frequency and it's harmonics, has been developed by Farrasat. This theory is founded upon the acoustic radiation of unsteady forces acting on blade. To calculate the unsteady resultant force over the fan blade, Time-Marching Free-Wake Method are used. The ideas of low noise technique are obtained from Blade-Momentum Methods. In this paper, the discussion is confined to the performance and discrete noise of axial fan in heavy equipments.

1. 서론

소음에 관한 일반인의 관심이 높아지면서 송풍기, 압축기 등과 같은 유동관련 기계류가 주요 소음원으로 지적되고 있으며 이를 규제하는 법규의 제정으로 소음이 큰 경우 판매를 제한하는 경우도 있어 이들 기계류의 소음을 낮추기 위한 노력이 절실히 요구되고 있다. 특히 국내의 관련 산업계에서는 각종 소음 규제에 대응하고, 품질 경쟁력을 확보하기 위해 이들 기계류에 대한 소음저감의 필요성은 절감하고 있으나 구체적인 저감 방법 및 소음 예측 도구의 부족으로 인하여 체계적인 연구와 응용이 이루어지지 못하고 있다. 현재 굴삭기와 같은 중장비에서 발생하는 소음 중 팬이 차지하는 비중이 50%를 넘고 있다. 그러므로, 팬 소음을 줄이는 것은 2002년까지의 유럽 소음 규제를 맞추기 위해 꼭 필요한 연구이다.

일반적인 축류휀의 소음 특성은 주파수 특성에 따라서 토온소음(tonal noise)과 광역소음(broadband noise)으로 나누어진다. 우선 토온소음은 날개통과 주파수(BPF : blade passage frequency)와 그 조화주파수의 음으로 이루어지며 회전하는 블레이드가 주위 구조물(쉬라우드, 라디에이터, 그릴 등)과 주기적인 상호작용을 일으킴으로써 발생한다. 블레이드가 회전하면서 유체에 일을 가함에 따라 블레이드 표면에서는 일정한 주기를 갖는 압력변동이 발생되고 이로 인해 토온소음이 발생한다고 알려져 있다. 또한, 깃 사이의 유동이 고정물 지역을 지날 때 유동이 비정상상태가 되어 깃 표면에 비정상 힘의 교란을 유발시키고 이러한 힘의 변화가 토온소음을 유발하기도 한다. 블레이드 후류와 고정물의 상호작용에 의한 소음 발생 정도는 깃 뒷전과 고정물 사이의 거리가 멀어질수록 감소한다고 알려져 있다. 토온소음은 주로 이극(dipole)이 주된 원인이라고 알려져 있고 축류휀의 주된 소음원이다. 광역소음은 난류와 블레이드의 깃 뒷전에서 와류 흘림 등에 의해 발생하는 소음으로 넓은 범위의 주파수에 걸쳐서 분포한다. 일반적으로 고정물과 회전하는 블레이드의 거리가 가까울수록 토온소음이 커지고 난류가 우세할수록 광역소음이 커진다고 알려져 있다. 휀에서 발생하는 소음은 휀 자체에서 발생하는 소음(self noise)과, 휀의 부속물과의 상호작용에서 발

* 한국과학기술원 항공우주공학과 대학원
**정회원, 한국과학기술원 항공우주공학과 교수

생하는 소음(interaction noise)으로 크게 나눌 수 있다. 휀 자체에서 발생하는 소음은 유체역학적으로 발생하는 소음으로 약간의 차이는 있으나 모든 휀에서 필연적으로 발생하는 소음으로 본 연구의 주된 관심 분야이다. 후자는 쉬라우드, 라디에이터 등에서 발생하는 것이다. 이러한 축류휀의 유동과 소음에 대한 연구는 활발하게 이루어지고 있다[1][2]. 현재는 유동장 해석과 자유 공간에서의 소음원 해석까지는 충분히 가능한 수준이다. 그러나, 덕트나 쉬라우드를 통한 소음원의 방사시 발생하는 산란이나 회절효과에 의한 소음변화는 휀 소음원과 덕트의 음향학적 특성이 모두 고려되어야 하기 때문에 아직은 어려운 실정이다. 본 연구는 쉬라우드를 갖는 중장비 휀에 대해서 복합 블래이드-모멘텀 방법(Combined Blade Momentum Method)을 이용하여 회전속도, 반경의 크기, 휀의 시위 변화, 휀의 깃수의 변화를 통한 저소음화 기법을 제시하고 이를 기반으로 시간적분 자유후류 방법[3][4]을 통해 검증하는 것을 목표로 한다.

2. 해석 방법

2.1 혼합 블래이드 모멘텀 방법

기존의 헬리콥터 블래이드의 성능 계산을 위하여 사용되는 혼합 블래이드 모멘텀 이론을 휀에 대하여 적용하여 휀의 형상 및 작동 인자의 변화에 따른 휀의 유량 및 소음을 대략 계산하고 각인자의 휀 성능 및 소음에 대한 기여도를 분석한다.
주어진 휀의 형상에 대하여 장착각(Installaton angle)과 비틀림각(Twist angle) 그리고 무양력각(zero-lift angle)을 통하여 geometric angle을 계산한다.

$$\theta = \theta_0 + \Delta\theta - \alpha_{L0} \tag{1}$$

국부 유도각(Induced angle)을 계산한다.

$$\frac{v_1}{\Omega r} = \frac{ab\frac{c}{R}}{16\pi\frac{r}{R}}\left|-1+\sqrt{1+\frac{32\theta\frac{r}{R}}{ab\frac{c}{R}}}\right| \tag{2}$$

여기서 v_1는 유도 속도, Ω는 회전 속도, a는 양력계수의 기울기, b는 날갯수, c는 시위 길이를 나타낸다. 위의 식에서 얻어진 유도각을 식(1)에 포함하면 다음과 같이 국부 유효각을 얻을 수 있다.

$$\alpha = \theta - \tan^{-1}\frac{v_1}{\Omega r} \tag{3}$$

식(3)의 유효각으로 부터 휀 블래이드 단면의 양력 및 항력계수를 구할 수 있다. 이로부터 휀의 추력계수를 구할 수 있다.

$$C_{T_{multiplane}} = \int_{x_0}^{1}\frac{b(\frac{r}{R})^2(\frac{c}{R})c_l}{2\pi}d\frac{r}{R} \tag{4}$$

여기서 x_0는 root cut을 나타낸다. 위의 식(4)는 익단 손실이 고려되지 않은 경우로 익단손실계수는 다음과 같이 계산되어 진다.

$$B = 1 - \frac{\sqrt{2C_{T_{multiplane}}}}{b} \tag{5}$$

익단 손실이 고려된 휀의 추력 계수는 다음과 같다.

$$C_T = C_{T_{multiplane}} - \int_b^1 \frac{dC_T}{d\frac{r}{R}}d\frac{r}{R} \tag{6}$$

식(6)에서 얻어진 휀의 추력계수와 식(3)을 이용하여 얻을 수 있는 항력계수로 휀의 하중을 계산 할 수 있고 유도속도의 분포를 적분함으로써 유량을 얻을 수 있다.

2.2. 시간적분 자유 후류 해석

임의 형상의 삼차원 물체 주의의 유동을 물체의 경계와 후류 영역을 제외한 전체 영역에서 비압축성, 비회전, 비점성이라고 가정하면 유동은 Laplace 방정식을 만족하는 포텐셜 유동이고, 속도 포텐셜을 ϕ라 할 때 다음과 같이 표현된다.

$$\nabla^2\Phi = 0 \tag{7}$$

$$\vec{V} = \nabla\Phi \tag{8}$$

그리고 경계 조건을 수식으로 표현하기 위해 속도 포텐셜을 Φ라하고 물체 고정 좌표계에 대해서 식을 나타내면 다음과 같다.

$$(\nabla\Phi - \vec{V_0} - \vec{\Omega}\times\vec{r} - \vec{V_r})\cdot\vec{n} = 0 \tag{9}$$

$$\lim_{r\to\infty}\nabla\Phi = 0 \tag{10}$$

비압축성 유동의 경우 교란의 전파 속도가 무한대라고 할 수 있기 때문에 각 순간의 경계 조건 변화에 대한 영향이 그 순간 전체 유동장으로 전파된다. 그러므로 매 시간 간격마다 변화 된 경계조건으로 식(9)를 풀면 된다. 식(7)을 Green의 상반정리(Green's reciprocal theorem)를 이용하여 적분하면 용출(source)의 세기 σ와 중첩(doublet)의 세기 μ의 합으로 속도 포텐셜의 값을 나타낼 수 있다. 물체 표면의 한 지점에서 거리 r만큼 떨어진 위치 P점에서의 유동은 다음 식에 의해서 지배받는다.

$$\Phi(\vec{x},t) = \frac{1}{4\pi}\int_{body+wake}\mu(s,t)\vec{n}\cdot\nabla(\frac{1}{r})ds - \frac{1}{4\pi}\int_{body}\sigma(s,t)(\frac{1}{r})ds \tag{11}$$

이 용출(source)과 중첩(doublet)의 분포에 의한

속도장은 속도 포텐셜의 미분으로 계산한다.

두께가 얇은 블래이드는 두께를 고려하지 않고 블래이드의 형상을 대표하는 면 - 예를 들면 캠버면 - 에 특이값을 분포시킴으로써 해석이 가능하다. 이러한 해석은 해의 정확도를 높일 수 있을 뿐만 아니라, 계산 시간을 크게 절약하는 장점을 갖는다. 식(11)을 미분한 식에서 용출(source)을 분포시키지 않고 중첩(doublet)만을 분포시킨 후 이 식을 공간에 대해 미분함으로서 속도장을 계산 할 수 있고 물체의 경계조건 식(9)를 적용한다. 여기서 근사화된 블래이드면에 분포하는 중첩(doublet)은 같은 크기의 순환(circulation) 강도 Γ를 갖는 와격자로 바꿀 수 있고, 이러한 방법을 와류 격자법(vortex lattice method)이라고 하는데, 그 유도속도는 Biot-Savart 법칙을 이용하여 구할 수 있게 된다. 본 연구에서는 와선 부근에서 무한대의 유도속도가 계산되는 것을 피하기 위하여 Scully의 와류 모델을 적용한다.

블래이드 표면의 미지의 순환강도를 선형방정식으로 나타내면,

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1j} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2j} \\ \cdots & \cdots & \ddots & \cdots \\ a_{i1} & a_{i2} & \cdots & a_{ij} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \\ \vdots \\ \Gamma_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_j \end{bmatrix} \tag{12}$$

$$a_{ij} = (u, v, w)_{ij} \cdot \vec{n_i}$$

여기서 $R_i = (\vec{V(t)} - \vec{V_w}) \cdot \vec{n_i}$

$$i, j = 1, 2, \ldots, n$$

$(u, v, w)_{ij}$는 j-번째 와격자에 의해서 I-번째 와격자의 조절점에 유도되는 속도성분이고, $\vec{n_i}$는 i-번째 와격자의 수직벡터 성분이며, $\vec{V(t)}$는 물체 고정 좌표계에 대한 블래이드 운동속도와 자유흐름에 의한 속도의 제어점에서의 속도성분이고, $\vec{V_w}$는 물체 고정 좌표계에 대한 후류의 영향으로 발생하는 제어점에서의 속도이다.

블래이드의 공기력은 비정상 Bernoulli 방정식을 이용하여 구한다. 블래이드 윗면과 아랫면의 압력차이는 다음과 같다.

$$\Delta p_{ij} = \rho \left\{ (\vec{V(t)} + \vec{V_w}) \cdot \vec{\tau_i} \frac{\Gamma_{i,j} - \Gamma_{i-1,j}}{\Delta c_{ij}} + (\vec{V(t)} + \vec{V_w}) \cdot \vec{\tau_j} \frac{\Gamma_{i,j} - \Gamma_{i,j-1}}{\Delta b_{ij}} + \frac{\partial \Gamma_{i,j}}{\partial t} \right\} \tag{13}$$

여기서 하첨자 i는 코드 방향, j는 스팬 방향을 가리키며, Δc_{ij}는 코드 방향 길이, Δb_{ij}는 스팬방향의 길이를 나타낸다. 따라서 이 와격자에 의하여 블래이드 몸체에 작용하는 하중은 다음과 같이 된다.

$$\Delta \vec{F} = -(\Delta p \Delta S)_{ij} \vec{n_{ij}} \tag{14}$$

여기서 ΔS는 와격자의 넓이이다. 이식으로부터 휜의 축방향 힘 및 유도항력 등을 구할 수 있게 된다.

2.3 축류휜 소음 해석

본 논문에서 계산하는 음향장은 블래이드가 회전하면서 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. Neise는 휜의 경우 이극이 주된 소음의 원인이 되고 특히, 비정상 회전 힘에 의한 소음이 주된 소음원이라고 밝혔다. (Ref.(6)) 특히 축류휜의 경우는 토온소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로 충분히 토온소음의 예측이 가능하다.

유동 음원을 고려한 음파전달방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_o^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \tag{15}$$

여기서 왼쪽 항은 정지한 매질에서의 음파전달방정식이고, 오른쪽 항은 유체 내에서의 여러 음원들을 나타낸다. 첫 항은 사극음원(quadrupole)에 의한 영향을 나타내고, 두 번째 항은 이극(dipole)에 의한 영향을 마지막 항은 단극(monopole)에 의한 영향을 나타낸다. 휜 소음과 같이 이극이 우세한 경우는 단극과 사극의 영향은 무시할 수 있다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정 하에 Farrasat의 움직이는 물체에 의한 음향장을 예측하는 식을 이용한다. 이 식은 다음과 같다.(Ref.(8))

$$4\pi P = \frac{1}{c} \int_{f=0} \left[\frac{l_i \hat{r}_i}{r(1 - M_r)^2} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[\frac{l_r - l_i M_i}{r^2 (1 - M_r)^2} \right]_{ret} dS + \frac{1}{c} \int_{f=0} \left[\frac{l_r (r \dot{M}_i \hat{r}_i + c M_r - c M^2)}{r^2 (1 - M_r)^3} \right]_{ret} dS \tag{16}$$

여기서 c는 음속(speed of sound)을 나타내고, r은 관찰자와 음원간의 거리를 나타낸다. $\hat{r}_i$는 $(x_i - y_i)/r$로써 단위 벡터이고 l_r은 단위면적의 물체 표면에 작용하는 힘으로서 $l_i \hat{r}_i$을 의미하며, M_r은 $v_i \hat{r}_i / c$을 각각 나타낸다. 각 문자 위의 점은 그 문자의 시간에 대한 미분을 의미하고 있다. 또, x는 관찰자의 위치를 y는 음원의 위치를 낸다. 위 식의 모든 시간은 음원에 대한 식으로서 이를 관찰자의 시간으로 전환하기 위해서는 음원과 관찰자의 위치에 따른 지연시간을 고려하여야 한다.

본 연구에서는 휜 블래이드를 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식(16)을 체 휜 블래이드 요소에 대하여 중첩하면 블래이드 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다.

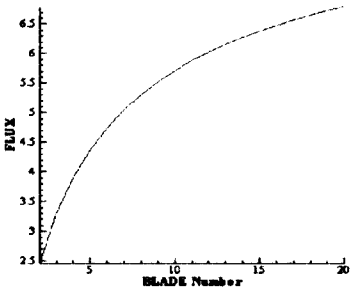
그러나 이 식은 자유공간이라는 가정 하에 소음원의 방사를 예측하는 식으로 물체가 있는 경우 물체와의 상호작용에 의한 방사효과는 해석할 수 없다.

3. 해석 결과

본연구의 해석에 이용된 휀의 기본 형상은 국내 중장비에 이용되는 반경 0.356m인 9개 블래이드를 지는 KAISER Fan으로 허브는 반경의 37.7%, 장착각 48.6° , 비틀림각 -23.3° , 허브편의 시위길이 0.336m, 익단쪽의 시위길이는 0.373m의 형상을 지니고 있다.

3.1 혼합 블레이드 모멘텀 이론

블래이드 모멘텀 이론을 이용하여 주어진 휀의 기본 형상 및 작동 조건을 바꿈으로써 유량 및 소음의 변화를 살펴보았다. 기본 형상 변화로는 블래이드 개수의 변화, 반경의 변화, 시위 길이의 변화에 대하여, 작동 조건의 변화로는 작동 회전수의 변화를 고려하였다.

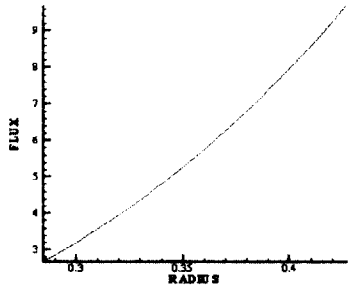


(a) Flux variation

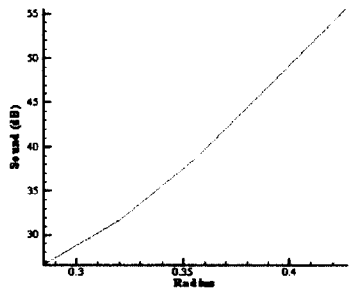
(b) Noise variation

Figure 1. Flux and Noise Variation VS Blade Number

Figure 1에서 블래이드의 증가에 따라 유량은 증가하나 소음은 감소하다가 블래이드수가 12개를 넘어서면서 증가하는 경향이 나타나게 된다.
블래이드의 반경의 길이의 변화에 따른 유량과 소음의 변화는 Figure 2와 같으며 반경의 증가에 따라 유량 및 소음의 증가를 보이고 있다.



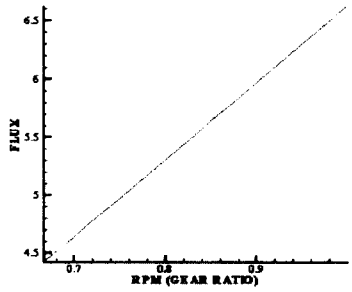
(a) Flux variation



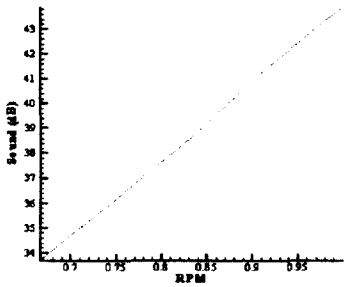
(b) Noise variation

Figure 2. Flux and Noise Variation VS Radius

Figure 3은 휀의 작동조건인 회전속도 변화에 따른 유량 및 소음의 변화를 나타낸다. x좌표축은 엔진과 팬회전의 기어비를 나타내며 본 연구의 사용한 경우는 0.833이 기본작동 기어비이다. Figure 2와 비교하여 보았을 때 블래이드 반경 변화가 회전 속도 변화에 비해 유량 및 소음에 많은 영향을 미침을 알 수 있다.

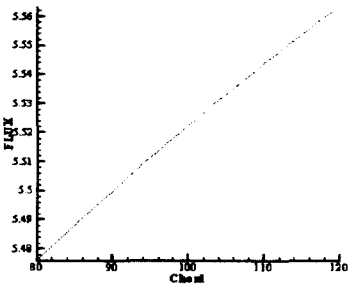


(a) Flux variation

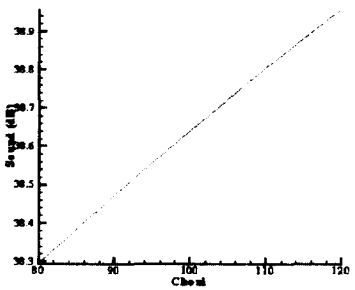


(b) Noise variation

Figure 3. Flux and Noise Variation VS RPM



(a) Flux variation



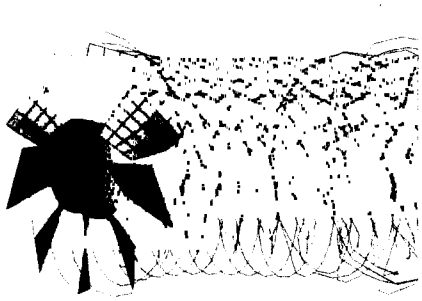
(b) Noise variation

Figure 4. Flux and Noise Variation VS Chord

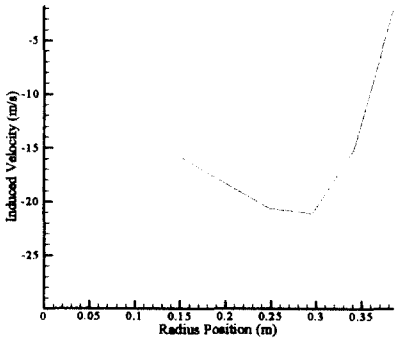
휀의 시위 길이의 변화에 따른 유량 및 소음의 변화는 Figure4와 같이 시위길이의 증가에 따라 유량 및 소음이 증가하나 반경 및 회전속도 변화에 비해 영향이 미비함을 알 수 있다.

3.2 시간적분 자유후류 방법

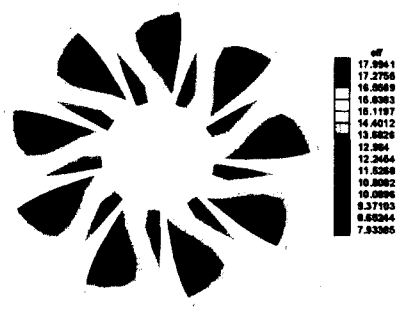
시간적분 자유후류 방법을 사용하여 기본 휀의 유량, 소음 및 유도속도분포 및 블래이드 표면에서의 유효각을 계산하여 보고 쉬라우드효과 및 회전속도의 변화에 따른 유량, 소음 변화를 비교하여 본다.



(a) Fan and wake geometry



(b) Velocity distribution

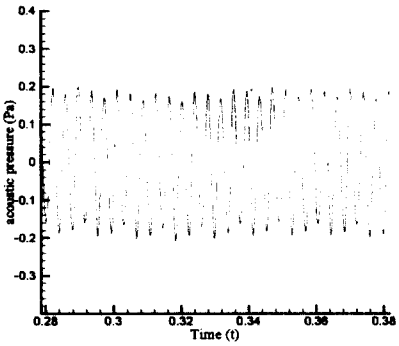


(c) Effective angle distribution

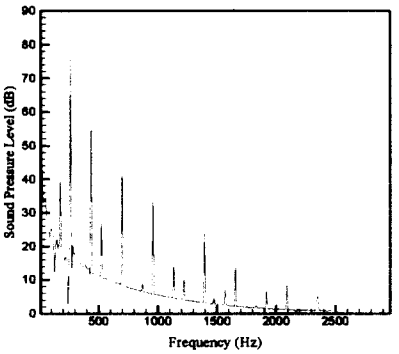
Figure 5. Fan Only Case

Figure 5에서 (a)는 기본 KAISER 휀 단독의 형

상 및 후류 형상을 보여주고 있으며 (b)는 기본 작동조건에서 휀 후방에서의 유속분포를 보여준다. 휀 후방류의 유속분포에서 휀 허브에서부터 반경 방향으로 유속이 증가하다가 익단으로 가면 감소됨을 볼 수 있다. (c)는 휀 블래이드 표면에서의 유효각을 계산한 것으로 블래이드의 허브쪽 전방에서는 유효각이 매우 크므로 유동의 박리가 일어날 수 있음을 보여 준다. 이 경우 유량은 399.09 CMM이다. Figure 6은 기본 휀 단독의 경우 회전평면 방향으로 0.6m 떨어진 위치에서의 휀소음의 시간영역 및 주파수영역의 소음을 보여준다. 기본 휀의 경우 OSPL(Overall Sound Pressure Level)은 76.26 dB를 나타낸다.



(a) Time signal of acoustic pressure



(b) Frequency signal of acoustic pressure

Figure 6. Noise of Fan Only Case

묻힘량 1.0의 쉬라우드와 묻힘량 3.0의 쉬라우드를 고려한 경우의 유량과 소음은 다음의 Table 1과 같다.

Table 1. Shroud Effect on Flow Rate and OSPL

	Flow Rate(CMM)	OSPL(dB)
Fan Only	399.09	76.26
Depth 1.0	404.49	76.28
Depth 3.0	471.70	79.28

쉬라우드 묻힘량이 1.0인 경우는 소음이나 유량 면에서 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 그러나 쉬라우드 묻힘량이 3.0이 되면 소음은 3.0dB 증가하나 유량면에서 18%의 증가를 가지고 오는 것을 알 수 있다. Table 2는 회전속도의 변화에 따른 유량과 소음의 변화를 보여준다.

Table 2. RPM Effect on Flow Rate and OSPL

Gear Ratio	Flow Rate(CMM)	OSPL(dB)
0.666	342.19	71.79
0.833	399.09	76.26
1.0	513.80	80.16

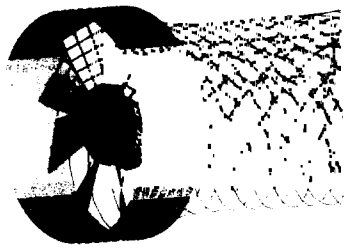
3.3 저소음 휀 제시

위의 복합 블래이드 모멘텀과 자유후류 방법으로 보여진 휀의 블래이드수, 반경, 화전속도, 쉬라우드의 유량과 소음에 대한 영향을 바탕으로 다음의 두가지 휀의 형상과 작동 조건을 제시할 수 있다.

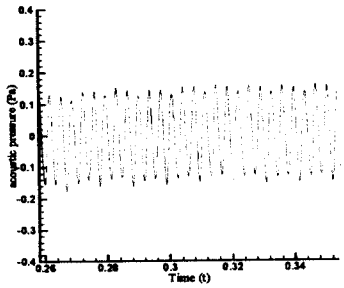
첫 번째로 제시될 수 있는 저소음 휀의 형상은 다음과 같다.

날개수: 9 개
반경: 0.338 m (기본 휀의 경우: 0.356 m)
기어비: 0.899 (기본 휀의 경우: 0.833)
쉬라우드 묻힘량: 3.0 (기본 휀의 경우: 0.5)

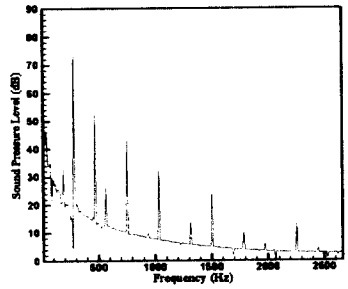
Figure 7의 (a)는 첫 번째로 제시된 휀 및 후류 형상을 보여 준다. (b)와 (c)는 시간영역 및 주파수영역의 소음을 보여주고 있다. Figure 6의 (b),(c)에 비하여 소음이 저감되었음을 볼 수 있다. 이 휀의 유량은 421.23 CMM으로 기본 휀의 399.09에 비해 조금 증가하였음을 알 수 있으며 OSPL은 74.17 dB로 약 2dB 정도의 소음 저감이 이루어졌다.



(a) Fan and wake geometry



(b) Time signal of acoustic pressure



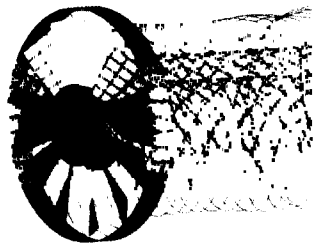
(c) Frequency signal of acoustic pressure

Figure 7. Case1 of Low-Noise Fan

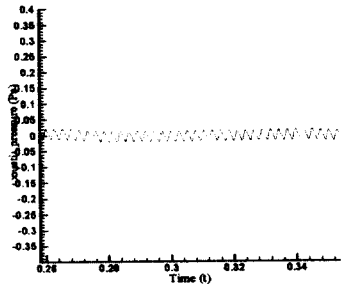
두 번째로 제시될 수 있는 휀의 형상은 다음과 같다.

날개수: 12개 (기본 휀의 경우: 9개)
반경: 0.338 m (기본 휀의 경우: 0.356 m)
기어비: 0.899 (기본 휀의 경우: 0.833)
쉬라우드 묻힘량: 1.0 (기본휀의 경우: 0.5)

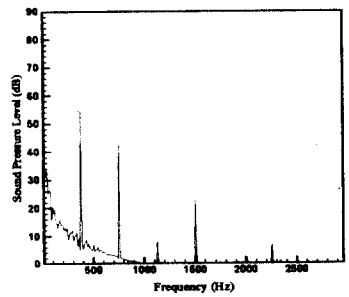
Figure 8의 (a)는 두 번째로 제시된 휀 및 후류 형상을 보여 준다. (b)와 (c)는 시간영역 및 주파수영역의 소음을 보여주고 있다. 혼합 블래이드 모멘텀 이론에서와 같이 블래이드 12개의 경우 매우 작은 소음 특성을 보이고 있음을 알 수 있다. 이 휀의 경우 유량은 424.24 CMM 이고 OSPL은 55.14 dB로 기본 휀에 비하여 소음측면에서 약 21 dB의 소음 저감이 있는 것으로 보여지나 추후에 좀 더 연구가 진행되어야 할 것으로 추정된다.



(a) Fan and wake geometry



(b) Time signal of acoustic pressure



(c) Frequency signal of acoustic pressure

Figure 8. Case2 of Low-Noise Fan

4. 결론

본 연구에서는 현재 중장비에 이용되고 있는 팬의 형상과 작동조건을 기본으로 형상 및 작동조건의 변화에 의한 유량 및 소음의 변화경향을 혼합 블래이드 모멘텀이론으로 간략히 계산하고 이를 기반으로 얻어지는 팬의 유량 및 소음 변화 특성을 이용하여 기본 팬의 저소음화를 구현할 수 있음을 보였다. 최적화 조건을 찾는 방법이 적용되어 있지는 않으나 추후에 최적화 기법을 이용하면 팬의 저소음화에 쉽게 이용될 수 있을 것으로 예상된다.

후기

본 연구는 DAEWOO 중공업 연구소의 지원으로 이루어진 기초연구입니다.

참고문헌

[1] D.Lohmann, 1998, "Prediction of Ducted Radiator Fan Aeroacoustics With a Lifting Surface Method", DGLR/AIAA 14th Aeroacoustic Conference, pp. 576~606

[2] 이정한, 조경석, 신효성, 신형기, 이수갑, 1998, "자동차 엔진 냉각팬의 공력 소음 예측에 관한 연구," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp.115-120.

[3] D. J. Lee and S. U. Na, 1995, "High Resolution Free Vortex Blob Method for Highly Distorted Vortex Wake Generated from a Slowly Starting Rotor Blade in Hover", Pro. 21th Eur. Rotorcraft Forum, Paper No. II-5, Saint-Petersburg, Russia.

[4] S. U. Na and D. J. Lee, "Numerical Simulations of Wake Structure Generated by Rotating Blades Using a Time Marching Free Vortex Blob Method", European Journal of Mechanics, vol.17, 1998.

[5] Raymod W. Prouty, "Helicopter Performance, Stability, and Control", PWS Publisher, 1986.

[6] K. W. Ryu and D. J. Lee, "Sound Radiation from Elliptic Vortex Rings: Evolution and Interaction", Journal of Sound and Vibration, Vol. 200, No. 3, 1997, pp. 281-301.

[7] Neise, W., 1992, "Review of Fan Noise Generation Mechanism and Control Method," An International INCE Symposium, pp. 45~56

[8] M.V. Lowson, 1965, "The Sound Field for Singularities in Motion," Proc. R. Soc. London, Ser. A. 286, pp.559-572

[9] F.Farassat, and G. P. Succi, 1983, "The Prediction of Helicopter Rotor Discrete Frequency Noise", Vertica, Vol. 7, No. 4, pp.309-320

[10] 정기훈, 전완호, 이덕주, "쉬라우드 효과를 고려한 축류팬 유동 및 소음 해석," 대한기계학회 유체공학부문 1999년도 추계 학술대회 논문집, pp. 35~40.