

비균일 입류에 의한 팬소음 해석

°정기훈*, 최한림*, 윤용일#, 이상현##, 이덕주**

Analysis of Non-Uniform Inflow Fan Noise

Ki-Hoon Chung, Han-Lim Choi, Young-Il Yun, Sang-Hyeon Lee,
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 its 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 fan noise of fan system having unsymmetric engine-room is predicted. In this paper, the discussion is confined to the performance and discrete noise of axial fan and front part of engine room 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 축류팬의 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 축류팬의 주된 소음원이다. 광역소음은 난류와 블레이드의 깃 뒷전에서 와류 홀림 등에 의해 발생하는 소음으로 넓은 범위의 주파수에 걸쳐서 분포한다. 일반적으로 고정물과 회전하는 블레이드의 거리가 가까울수록 토온소음이 커지고 난류가 우세할수록 광역소음이 커진다고 알려져 있다. 팬에서 발생하는 소음은 팬 자체에서 발생하는 소음(self noise)과, 팬의 부속물과의 상호작용에서 발

* 한국과학기술원 항공우주공학과 대학원

° 대우중공업 건설기계사업부, 연구원

대우중공업 건설기계사업부, 책임연구원

**정희원, 한국과학기술원 항공우주공학과 교수

생하는 소음(interaction noise)으로 크게 나눌 수 있다. 팬 자체에서 발생하는 소음은 유체역학적으로 발생하는 소음으로 약간의 차이는 있으나 모든 팬에서 필연적으로 발생하는 소음으로 본 연구의 주된 관심 분야이다. 후자는 쉬라우드, 라디에이터 등에서 발생하는 것이다. 이러한 축류팬의 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 팬 소음원과 덕트의 음향학적 특성이 모두 고려되어야 하기 때문에 아직은 어려운 실정이다. 본 연구는 시간적분 자유후류 방법[3][4]을 통해 전방 엔진룸을 지나는 팬 시스템을 해석하는 것을 목표로 한다. 또한 팬 단독으로 저소음화된 팬이 엔진룸과 같은 시스템에 장착될 경우를 비교하기로 한다.

2. 해석 방법

2.1. 시간적분 자유 후류 해석

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

$$\nabla^2 \phi = 0 \quad (1)$$

$$\vec{V} = \nabla \phi \quad (2)$$

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

$$(\nabla \phi - \vec{V}_0 - \vec{\Omega} \times \vec{r} - \vec{V}_r) \cdot \vec{n} = 0 \quad (3)$$

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \nabla \phi = 0 \quad (4)$$

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 변화된 경계 조건으로 식(3)을 풀면 된다. 식(1)을 Green의 상반정리(Green's reciprocal theorem)를 이용하여 적분하면 용출(source)의 세기 σ 와 중첩(doublet)의 세기 μ 의 합으로 속도 포텐셜의 값을 나타낼 수 있다. 물체 표면의 한 지점에서 거리 r 만큼 떨어진 위치 P 점에서의 유동은 다음 식에 의해서 지배된다.

$$\phi(\vec{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \int_{body+wake} \mu(s, t) \vec{n} \cdot \nabla \left(\frac{1}{r} \right) ds \quad (5) \\ - \frac{1}{4\pi} \int_{body} \sigma(s, t) \left(\frac{1}{r} \right) ds$$

이 용출(source)과 중첩(doublet)의 분포에 의한 속도장은 속도 포텐셜의 미분으로 계산한다.

두께가 얇은 블레이드는 두께를 고려하지 않고 블레이드의 형상을 대표하는 면 - 예를 들면 캠면 면 - 에 특이값을 분포시킴으로써 해석이 가능하다. 이러한 해석은 해의 정확도를 높일 수 있을 뿐만 아니라, 계산 시간을 크게 절약하는 장점을 갖는다. 식(5)를 미분한 식에서 용출(source)을 분포시키지 않고 중첩(doublet)만을 분포시킨 후 이 식을 공간에 대해 미분함으로써 속도장을 계산할 수 있고 물체의 경계조건 식(3)을 적용한다. 여기서 근사화된 블레이드면에 분포하는 중첩(doublet)은 같은 크기의 순환(circulation) 강도 Γ 를 갖는 와격자로 바꿀 수 있고, 이러한 방법을 와류 격자법(vortex lattice method)이라고 하는데, 그 유도 속도는 Biot-Savart 법칙을 이용하여 구할 수 있게 된다. 본 연구에서는 와선 부근에서 무한대의 유도속도가 계산되는 것을 피하기 위하여 Scully의 와류 모델을 적용한다.

블레이드 표면의 미지의 순환강도를 선형방정식으로 나타내면,

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1j} \\ a_{21} & a_{22} & \dots & a_{2j} \\ \dots & \dots & \ddots & \dots \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Gamma_1 \\ \Gamma_2 \\ \vdots \\ \Gamma_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_j \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$a_{ij} = (\vec{u}, \vec{v}, \vec{w})_{ij} \cdot \vec{n}_i \\ \text{여기서 } R_i = (\vec{V}(t) - \vec{V}_w) \cdot \vec{n}_i \\ i, j = 1, 2, \dots, n$$

$(\vec{u}, \vec{v}, \vec{w})_{ij}$ 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 블레이드 운동속도와 자유흐름에 의한 속도의 제어점에서의 속도성분이고, \vec{V}_w 는 물체 고정 좌표계에 대한 후류의 영향으로 발생하는 제어점에서의 속도이다.

블레이드의 공기력은 비정상 Bernoulli 방정식을 이용하여 구한다. 블레이드 윗면과 아랫면의 압력 차이는 다음과 같다.

$$\Delta p_{ij} = \rho \left\{ (\vec{V}(t) + \vec{V}_w) \cdot \vec{\tau}_i \frac{\Gamma_{i,j} - \Gamma_{i-1,j}}{\Delta c_{ij}} \quad (7) \right. \\ \left. + (\vec{V}(t) + \vec{V}_w) \cdot \vec{\tau}_j \frac{\Gamma_{i,j} - \Gamma_{i,j-1}}{\Delta b_{ij}} + \frac{\partial \Gamma_{i,j}}{\partial t} \right\}$$

여기서 하첨자 i 는 코드 방향, j 는 스펠 방향을 가리키며, Δc_{ij} 는 코드 방향 길이, Δb_{ij} 는 스펠 방향의 길이를 나타낸다. 따라서 이 와격자에 의하여 블레이드 몸체에 작용하는 하중은 다음과 같이 된다.

$$\Delta \vec{F} = -(\Delta p \Delta S)_{ij} \vec{n}_{ij} \quad (8)$$

여기서 ΔS 는 와격자의 넓이다. 이식으로부터 팬의 축방향 힘 및 유도항력 등을 구할 수 있게 된다.

2.2 축류팬 소음 해석

본 논문에서 계산하는 음향장은 블레이드가 회전하면서 발생하는 비정상 힘의 교란에 의한 소음이다. Neise는 팬의 경우 이극이 주된 소음의 원인이 되고 특히, 비정상 회전 힘에 의한 소음이 주된 소음원이라고 밝혔다. (Ref.(6)) 특히 축류팬의 경우는 토은소음이 우세하고, 비정상 힘의 교란만으로 충분히 토은소음의 예측이 가능하다.

유동 음원을 고려한 음파전달방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - a_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial Q}{\partial t} \quad (9)$$

여기서 왼쪽 항은 정지한 매질에서의 음파전달 방정식이고, 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. 팬 소음과 같이 이극이 우세한 경우는 단극과 사극의 영향은 무시할 수 있다. 그래서 힘의 교란에 의한 이극소음이 우세하다는 가정 하에 Ffarrasat의 움직이는 물체에 의한 음향장을 예측하는 식을 이용한다. 이 식은 다음과 같다. (Ref.(8))

$$4\pi P = \frac{1}{c} \int_{f=0} \left[\frac{l_i \hat{r}_i}{r(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[\frac{l_r - l_i M_i}{r^2(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS + \frac{1}{c} \int_{f=0} \left[\frac{l_r(r M_i \hat{r}_i + c M_r - c M^2)}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \quad (10)$$

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

본 연구에서는 팬 블레이드를 작은 요소로 나누고 각 요소에서의 힘을 점 힘으로 계산하였으므로 식(10)을 전체 팬 블레이드 요소에 대하여 중첩하

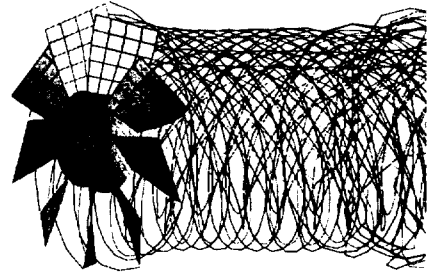
면 블레이드 회전에 의한 음향장을 계산할 수 있다. 그러나 이 식은 자유공간이라는 가정 하에 소음원의 방사를 예측하는 식으로 물체가 있는 경우 물체와의 상호작용에 의한 방사효과는 해석할 수 없다.

3. 해석 결과

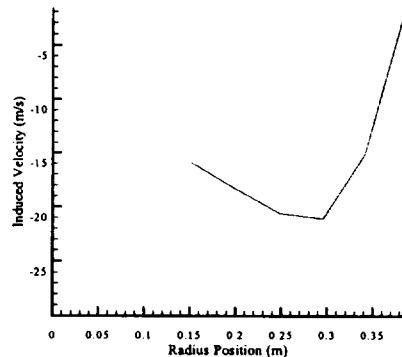
본연구의 해석에 이용된 팬의 기본 형상은 국내 중장비에 이용되는 반경 0.356m인 9개 블레이드를 지는 KAISER Fan으로 허브는 반경의 37.7%, 장착각 48.6°, 비틀림각 -23.3°, 허브편의 시위길이 0.336m, 익단쪽의 시위길이는 0.373m의 형상을 지니고 있다.

3.1 기본 팬 단면 해석

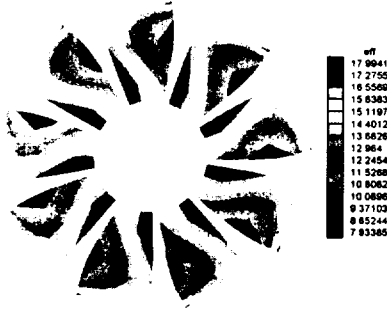
시간적분 자유후류 방법을 사용하여 기본 팬의 유량, 소음 및 유도속도분포 및 블레이드 표면에서의 유효각을 계산하여 보고 슈라우드효과 및 회전속도의 변화에 따른 유량, 소음 변화를 비교하여 본다.



(a) Fan and wake geometry



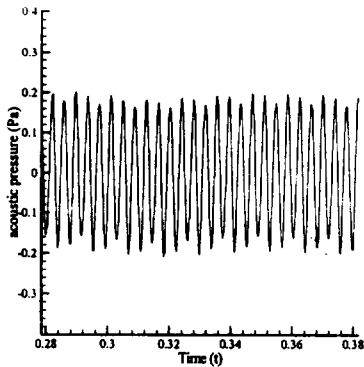
(b) Velocity distribution



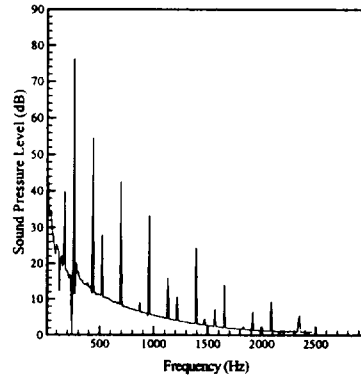
(c) Effective angle distribution

Figure 1. Fan Only Case

Figure 1 에서 (a)는 기본 KAISER 팬 단독의 형상 및 후류 형상을 보여주고 있으며 (b)는 기본 작동조건에서 팬 후방에서의 유속분포를 보여준다. 팬 후방류의 유속분포에서 팬 허브에서부터 반경 방향으로 유속이 증가하다가 익단으로 가면 감소됨을 볼 수 있다. (c)는 팬 블레이드 표면에서의 유효각을 계산한 것으로 블레이드의 허브쪽 전방에서는 유효각이 매우 크므로 유동의 박리가 일어날 수 있음을 보여 준다. 이 경우 유량은 399.09 CMM이다. Figure 2 는 기본 팬 단독의 경우 회전평면 방향으로 0.6m 떨어진 위치에서의 팬소음의 시간영역 및 주파수영역의 소음을 보여준다. 기본 팬의 경우 OSPL(Overall Sound Pressure Level)은 76.26 dB를 나타낸다.



(a) Time signal of acoustic pressure



(b) Frequency signal of acoustic pressure

Figure 2. Noise of Fan Only Case

물힘량 1.0의 쉬라우드와 물힘량 3.0의 쉬라우드를 고려한 경우의 유량과 소음은 다음의 Table 1 과 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 물힘량이 1.0인 경우는 소음이나 유량 면에서 거의 변화가 없음을 알 수 있다. 그러나 쉬라우드 물힘량이 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

3.2 저소음 팬 제시

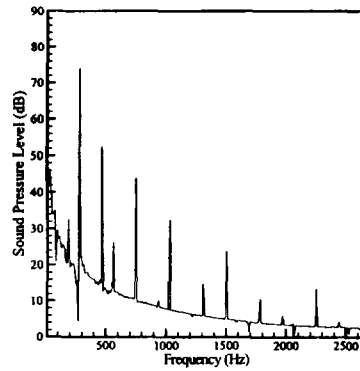
위의 복합 블레이드 모멘텀과 자유후류 방법으로

보여진 팬의 블레이드수, 반경, 회전속도, 쉬라우드의 유량과 소음에 대한 영향을 바탕으로 다음의 두가지 팬의 형상과 작동 조건을 제시할 수 있다.

첫 번째로 제시될 수 있는 저소음 팬의 형상은 다음과 같다.

- 날개수: 9 개
- 반경: 0.338 m (기본 팬의 경우: 0.356 m)
- 기어비: 0.899 (기본 팬의 경우: 0.833)
- 쉬라우드 문힘량: 3.0 (기본 팬의 경우: 0.5)

Figure 3의 (a)는 첫 번째로 제시된 팬 및 후류 형상을 보여 준다. (b)와 (c)는 시간영역 및 주파수영역의 소음을 보여주고 있다. Figure 2의 (a),(b)에 비하여 소음이 저감되었음을 볼 수 있다. 이 팬의 유량은 421.23 CMM으로 기본 팬의 399.09에 비해 조금 증가하였음을 알 수 있으며 OSPL은 74.17 dB로 약 2dB 정도의 소음 저감이 이루어졌다.



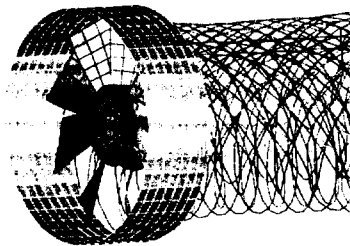
(c) Frequency signal of acoustic pressure

Figure 3. Case1 of Low-Noise Fan

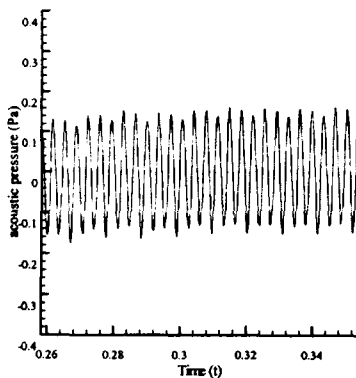
3.3 전방 엔진룸 해석

본 연구의 대상이 된 증장비 엔진 냉각팬은 엔진룸 내에 위치하며 팬의 전방 엔진룸에는 라디에이터를 가지고 있고 후방 엔진룸에는 엔진과 압축기 등이 존재한다. 또한 소음방사를 줄이기 위하여 전방 엔진룸의 패널이 상부만이 개방되어 있어서 비균일 유입류를 형성하게 된다.

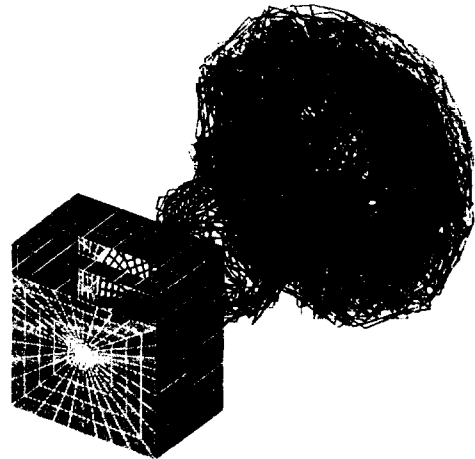
Figure 4 (a)는 전방 엔진룸 패널과 내부의 기본 냉각팬을 모델링한 경우를 보여 주고 있다. 후방에 후류가 방사되는 것을 볼 수 있다. 이때의 유량은 490 CMM이다.



(a) Fan and wake geometry

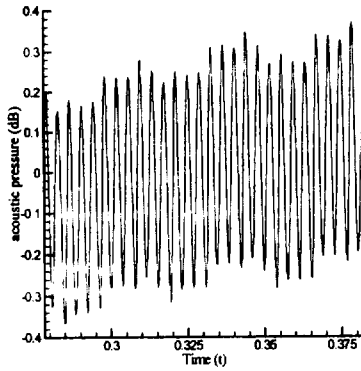


(b) Time signal of acoustic pressure

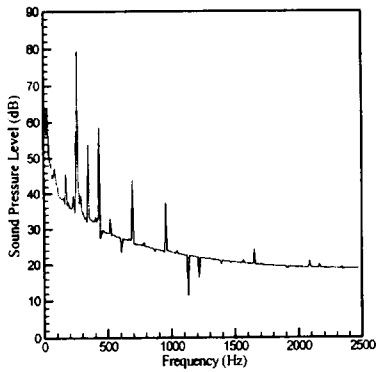


(a) Geometry shape of system and wake

으므로 본 해석과는 다른 결과를 보일 수 있다.



(b) Time signal of acoustic pressure

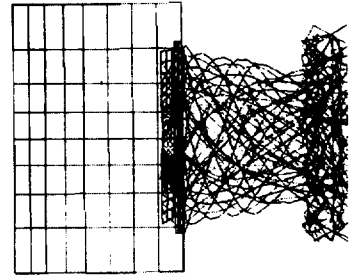


(c) Frequency signal of acoustic pressure

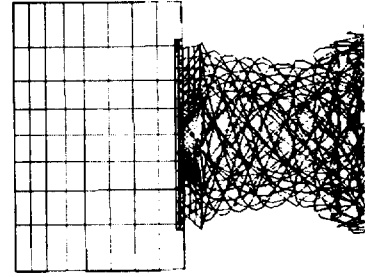
Figure 4. Front part of engine room & axial Fan

Figure 4 (b)와 (c)는 시간영역과 주파수영역에서의 소음을 보여주며 OSPL은 79.8 dB로 기본 팬 단독의 경우인 Figure 2 (a), (b)와 비교하여 3.5 dB정도의 증가를 보여준다.

위의 기본팬의 반경을 Figure 3에서와 같이 0.338m 로 줄이고 기어비를 0.899로 증가하여 Figure 5와 같이 해석하였다. (a)는 팬이 전방 엔진룸에 깊이 묻혀 있는 경우이고 (b)는 팬의 전방만이 살짝 묻혀 있는 경우로 (a)의 경우는 OSPL이 77.475 dB, (b)는 72.12 dB를 나타내면 이때의 유량은 426 CMM이다. 팬과 쉬라우드의 위치관계가 소음에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 본 해석의 경우에는 팬의 전방이 쉬라우드에 살짝 가려진 경우가 소음면에서 조용한 것으로 나타나 실제의 경우 쉬라우드로 인하여 생성된 와류가 팬과 부딪치게 되어 팬소음에 영향을 주게될 수 있



(a) Case 1

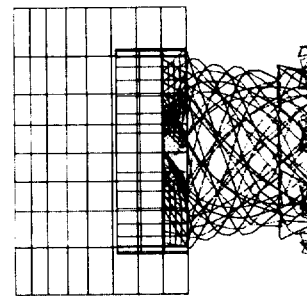


(b) Case 2

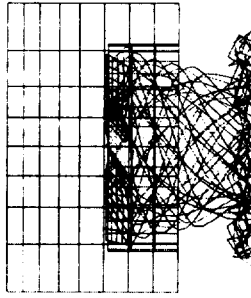
Figure 5. Front part of engine room & modified axial fan

본 해석은 전방의 라디에이터로 인한 교란 성분이 반영되어 있지 않음으로 전방의 라디에이터에 의해 생성되는 교란성분을 모델링하기 위하여 임의로 0.1m/s의 싸인파형의 교란을 가정하여 Figure 5 (b)에 대하여 해석을 수행한 결과 OSPL이 80.0 dB로 약 7.8 dB의 증가를 보였다. 팬 전방의 교란이 팬과 작용하여 매우 큰 소음의 증가를 가져오는 것을 알 수 있다.

Figure 6 (a)는 팬 단독 저소음팬으로 제시된 팬과 쉬라우드를 적용한 경우이고 (b)는 위의 Figure 5에서와 같이 팬의 위치를 변경한 경우를 보여준다.



(a) Case 1



(b) Case 2

Figure 6. Front part of engine room & low noise axial fan

Figure 6 (a)는 OSPL 79.30 dB로 기존의 팬과 전방엔진룸의 해석에 비하여 0.5 dB 감소를 보였으나 (b)는 (a)에 비하여 팬의 위치를 전방으로 변경한 것으로 OSPL 80.5 dB로 오히려 소음이 증가하였다. 팬 단독의 저소음화로 2 dB의 소음 감소를 보였던 팬이었으나 전방 엔진룸과 동시 해석한 경우 소음 저감이 0.5 dB로 저소음화의 민감도가 팬 단독과는 다른 것을 보여준다.

4. 결론

본 연구에서는 중장비 팬 및 전방 엔진룸에 의한 팬 소음을 해석하였으며 팬 단독 저소음화가 시스템 내에 장착되었을 때 저소음화의 민감도가 줄어드는 것을 알 수 있었다. 따라서 팬 시스템의 저소음화를 위해서는 팬 단독해석보다는 시스템 전체를 고려한 해석이 중요함을 알 수 있었다. 또한 팬 소음에 있어서 시스템내의 팬의 위치와 전방교란이 큰영향을 미치는 것을 알 수 있었다. 팬의 후방 엔진과의 상호작용 그리고 엔진룸에 의한 소음의 외벽방사등은 더 연구되어야 할 부분이다.

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] 이정환, 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] Raymond 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 유체공학부 1999년도 추계 학술대회 논문집, pp. 35~40.