

# 공기 냉각 시스템의 팬 소음 예측 기법

## Fan Noise Prediction Method of Air Cooling System

이 찬\* · 길 현 권\*

Chan Lee and Hyun Gwon Kil

(2008년 5월 28일 접수 ; 2008년 8월 28일 심사완료)

**Key Words** : Flow Resistance(유동 저항), FNM(유동회로망모형), BPF Noise(깃 통과주파수 소음), Broadband Noise(광대역 소음)

### ABSTRACT

Fan noise prediction method is presented for air conditioning, automobile and electronic cooling system applications where fan acts as an internal equipment having very complicated flow interaction with other various system components. The internal flow paths and distribution in the fan-applied systems such as computer or air conditioner are analyzed by using the FNM(flow network modeling). Fan noise prediction method comprises two models for the discrete frequency noise due to rotating steady aerodynamic lift and blade interaction and for the broadband noise due to turbulent boundary layer and wake vortex shedding. Based on the fan operation point predicted from the FNM analysis results and fan design parameters, the present fan noise model predicts overall sound pressure level and spectrum. The predictions for the flow distribution, the fan operation and the noise level in air cooling system by the present method are well agreed with 3-D CFD and actual noise test results.

### 1. 서 론

최근의 자동차 산업, 가전 산업 뿐만이 아니라 전자, 정보통신 및 반도체 산업은 내부 부품들의 냉각을 위해 다수의 팬을 사용하고 있으며, 이로 인해 시스템에서 유발되는 팬 소음의 문제가 제품 개발에 있어서 매우 중요한 문제로 대두되고 있다. 그러나 공기조화 및 전자시스템 냉각 설계 시, 팬은 시스템 내부의 다른 여러 부품들과 같이 구조적으로나 기능적으로 복잡한 연관관계를 가지고 있으므로, 이로 인해 팬의 공기흐름에 따른 작동 조건도 다른 부품들과의 상호작용 및 시스템 특성에 의해 크게 좌우된다. 또한 팬은 공기유입 및 작동조건에 따라 소음

의 발생 메카니즘과 소음도의 크기에 매우 큰 차이를 보이므로, 다양한 부품들을 포함하는 시스템에 적합한 냉각 팬을 적절히 선정하고, 팬의 작동점을 정확히 예측하는 작업이 팬 소음을 해석하고 저감하는 데에 필수적인 문제로 대두되고 있다.

자동차나 공조 설비에 적용되는 냉각 팬의 경우 팬과 연계된 환기구(vent) 및 열교환기와 같은 주변 요소들의 유동, 압력손실 특성에 의해 팬의 작동점이 결정되며, 일반적으로 팬과 주변 유동 요소들 간의 연관 관계가 비교적 단순한 경우가 많아 팬의 작동점과 그때 소음을 예측하는 것이 어렵지 않은 경우가 많다. 그러나 전자 냉각의 경우는, Fig. 1의 컴퓨터 시스템에서 보여 지는 바와 같이, 시스템 내부에 실장되는 다수의 전자 부품들(하드디스크, 메모리, 그래픽 카드 등)로 부터 발생하는 열을 무한 열 흡수원(heat sink)으로 효과적으로 방출하기 위해서 팬을 이용한 시스템 차원의 냉각이 이루어져야 한

† 교신저자: 정회원, 수원대학교 기계공학과  
E-mail : clee@suwon.ac.kr  
Tel : (031)220-2219, Fax : (031)220-2494

\* 정회원, 수원대학교 기계공학과

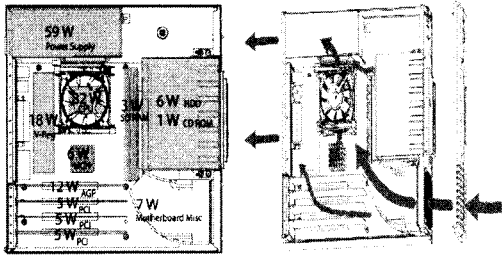


Fig. 1 System electronic cooling of computer

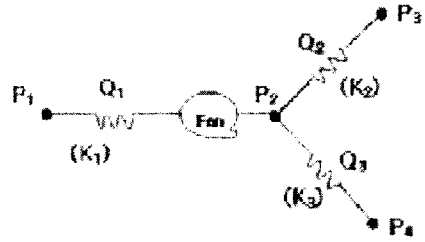


Fig. 2 Flow network model

다. 이때 무한 열 흡수원은 대상으로 다루는 전체 컴퓨터 시스템의 내부 환경을 의미한다. 즉, 시스템 내부 기류분포의 최적화를 통해 각 전자 발열부품들에 필요한 공기의 양을 팬으로부터 적절히 분배·공급하고, 공기의 유속 및 흐름형태를 조절하여 전자 부품들의 냉각을 위한 최적의 환경조건들을 제공하여야 한다. 그러나 전자 냉각용 팬은 시스템 내부의 다른 여러 부품들과 구조적으로나 기능적으로 복잡한 연관관계를 가지고 있고, 이로 인해 팬의 공기흐름이나 작동조건도 다른 부품들과의 상호작용 및 시스템 특성에 의해 크게 좌우된다. 이러한 이유로, 복잡한 유동 경로와 기류 분포를 가지고 다양한 전자 부품들(유동저항 요소로 작용)을 수반하는 전자 시스템에 적합한 냉각 팬을 적절히 선정하고, 팬의 작동점을 분석하여 그때의 팬 소음을 예측하는 작업은 설계 단계에서 매우 중요한 과제이다.

최근 들어 이러한 시스템 내 유동과 연관된 팬 소음의 해석을 위해 전산 유체 및 음향학적 방법들이 시도되고 있으나<sup>(1,2)</sup>, 이러한 방법들은 많은 입력 자료들의 준비, 전문적인 모델링 능력 및 긴 수렴과정과 계산시간을 요구하므로, 냉각 시스템 개발단계의 여러 가지 설계인자들을 고려하는 설계과정에 적용하기에는 아직 어려움이 많은 것으로 판단된다.

그러므로 이 연구는, 시스템 냉각 설계단계에서 팬의 소음해석을 위해, 체계적인 시스템 내부 유동 분석 방법과 결합된 팬 소음 예측기법을 제시하고자 한다. 그리고 이 방법을 실제 공기조화 및 컴퓨터 시스템 냉각설계에 적용하여 봄으로써, 이 방법의 설계 단계에서의 적용 가능성과 팬 소음의 예측 신뢰성을 검증해 보고자 한다.

## 2. 유동회로망과 결합된 팬 소음 예측 방법

### 2.1 시스템 내부 유동회로망 모형 및 팬 작동조건 결정 방법

팬을 이용하는 공기조화 및 냉각 시스템의 내부 유동에 대한 유동 경로들과 각 경로들에 대한 유량 배분을 구하기 위하여, 이 연구는 비교적 단순하면서도 신뢰성 있는 유동회로망(FNM) 기법을 사용하였다. 일반적으로, 유동회로망 기법에 있어서, 시스템 내부 유동경로상의 모든 부품들은 공기저항을 가지는 유동요소들로 간주될 수 있으며, 유동요소를 통과하는 기류들의 질량보존 관계식과 압력/유동 저항관계식을 이용하여 시스템 내부의 복잡한 유동을 근사할 수 있다<sup>(3)</sup>.

Fig. 2에서 보여 지듯이, 각 유동요소들을 전후하여 유동 절점(flow node point)을 정의하고, 유동요소들을 통과하는 공기의 유량( $Q_1, Q_2, Q_3$ )과 각 유동요소들의 유동저항을 표현하면 다음과 같다.

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \quad (1)$$

$$P_2 - P_1 = -K_1 Q_1^2 + \Delta P_{fan}(Q_1) \quad (2)$$

$$P_3 - P_2 = -K_2 Q_2^2 \quad (3)$$

$$P_4 - P_2 = -K_3 Q_3^2 \quad (4)$$

이때  $P$ 는 공기압력을,  $\Delta P_{fan}$ 는 팬의 성능곡선을,  $K$ 는 유동저항계수를 나타내며 다양한 유동요소들에 대한 유동저항계수는 경험적 상관관계식들<sup>(4,5)</sup>로부터 구할 수 있다.

관심의 대상인 시스템의 내부에 존재하는 각 요소들을 통과하는 공기흐름들에 대해 앞서의 유동회로망 모델을 표현하면, 다수의 비선형 연립방정식들이 도출되고 이에 대한 수치적 해들은 각 유동경로 상의 유동 절점에서의 공기 유량과 압력을 나타낸다. 그리고 이렇게 구해진 결과로부터, 팬을 통과하는 공기의 유량 및 압력차가 시스템 내 팬의 작동조건

을 나타낸다.

### 2.2 웬 소음 예측 모형

앞서 2.1절의 방법으로 구해진 웬의 작동조건과 웬의 설계사양을 토대로, 웬의 소음을 예측할 수 있다. 이 연구는 웬 소음을 특정한 조화 주파수에서 발생하는 깃통과주파수 소음(blade passing frequency noise)과 넓은 주파수범위에서 발생하는 광대역 소음(broadband noise)으로 나누어 모형화 하였다.

깃 통과주파수 소음은 웬의 정상 양력(steady lift)과 블레이드 간섭(blade interaction)에 대한 소음을 Gutin의 이론<sup>(6)</sup>을 이용하여 예측하였고, 이때 웬 블레이드는 이동 소음원(compact moving source)으로 가정하였으며, 깃통과주파수(BPF: blade passing frequency)에서의 음압( $SP_{mB}$ )은 식 (5)와 같이 구해지고,  $m$ 이 1,2,3 정수 배로 증가함에 따른 배음을 나타내고 있다.

$$SP_{mB} = \frac{NL_T}{Ra_o} \left( \cos\xi \sin\sigma - \frac{\sin\xi}{M_e} \right) \quad (5)$$

$$mBJ_{mB}(mBM_e \cos\sigma) \chi_a \chi_b$$

$$\chi = \frac{\sin(mB\pi\rho)}{mB\pi\rho}, \quad \rho_a = \frac{c}{2\pi r_c}, \quad \rho_b = \frac{b}{2\pi r_e M_e \cos\sigma} \quad (6)$$

$$M_e = \frac{2\pi N r_e}{a_o} \quad (7)$$

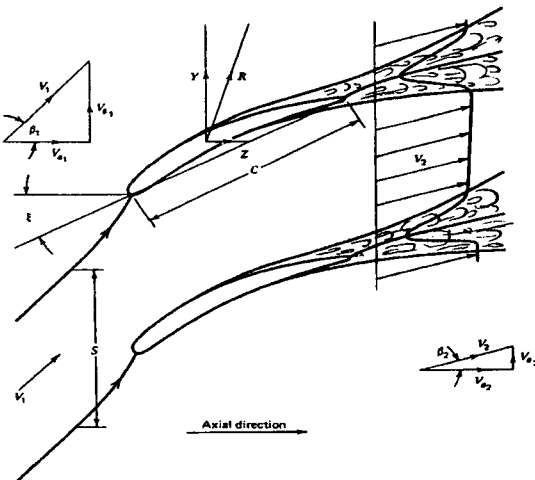


Fig. 3 Fan cascade and flow angle

이때  $B$ 는 웬 블레이드 개수,  $N$ 은 웬의 주파수 [Hz],  $L_T$ 는 웬의 정상상태 양력,  $r_e$ 는 유효반경으로 블레이드 팁 반경의 80%이고,  $a_o$ 는 음속을,  $R$ 은 웬으로 부터의 측정거리를,  $\sigma$ 는 블레이드로부터 측정 지점까지의 위도각(elevation angle)을 의미한다. 또한  $c$ ,  $b$  및  $\xi$ 는 웬 블레이드 시위길이, 날개길이 및 접선방향을 기준으로 하는 설치각도를 의미한다.

그리고 식 (5)의 웬 블레이드의 정상양력,  $L_T$ , 는 웬 케이스케이드 이론(cascade theory)을 이용하여 다음과 같이 구하였다(Figs. 3, 4 참조).

$$L_T = (Y \sin\beta_m + Z \cos\beta_m) h \quad (8)$$

$$= \rho s V_a^2 h (\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \sec\beta_m$$

$$V_a = \frac{Q_{fan}}{A_{fan,1}} \quad (9)$$

이때 식 (8)의  $\beta_1, \beta_2$  및  $\beta_m$ 은 웬 입구, 출구의 공기 유동각도(측방향 기준) 및 평균 유동 각도를 나타내며,  $s$  및  $h$ 는 웬 블레이드간의 간격 및 날개길이를 의미한다.

식 (9)에서 볼 수 있듯이, 웬으로 유입되는 측방향 공기의 속도( $V_a$ )는 2.1에서 언급한 유동회로망 모형으로부터 구해진 웬의 유량( $Q_{fan}$ )을 웬 입구 단면적( $A_{fan,1}$ )으로 나누어 구해지며, 더 나아가 웬으로 통과하는 공기의 입, 출구 유동각도들( $\beta_1, \beta_2$ )도 웬 유량에 따라 달라지므로, 이로 인해 웬의 작동 유량에 따라 정상 양력도 변화되고 음압도 달라진다.

블레이드 간섭소음은 웬 블레이드 내부 곡면에 의한 2차유동과 블레이드 끝단(blade tip)에서의 누설 유동에 의한 와류에 의해 발생되며, 앞서의 정상양력과 마찬가지로 깃 통과주파수에서 소음이 나타난

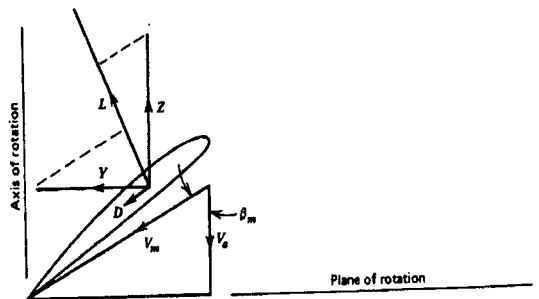


Fig. 4 Forces in fan blade cascade

다. 그러므로 이 연구에서는 블레이드 간섭에 의한 음압( $SP_{mB}$ )을 다음의 식으로 예측하였다.

$$SP_{mB} = \frac{M_c}{2\pi r_c R} D_p L_{sec} E \rho_w m B \chi_w \chi_a \chi_b \quad (10)$$

$$\chi_w = \frac{\sin(\pi m B \rho_w)}{\pi m B \rho_w} \quad (11)$$

$$\rho_w = w/2\pi r_c \quad (12)$$

$$D_p = \begin{cases} \cos\beta \sin\sigma & (\theta = 0^\circ) \\ \sin(\sigma + \beta) & (\theta = 90^\circ) \end{cases} \quad (13)$$

여기서  $L_{sec}$ 는 2차 유통과 블레이드 팁 누설유통에

의한 양력변동(lift fluctuation)을 의미하며,  $\omega$  및  $E$ 는 공력부하 운동(load excursion)에 따른 폭과 회수률,  $\theta$ 는 블레이드와 측정지점간의 경도각(azimuth angle)을 나타낸다. 이 연구에서는 세밀한 공기역학

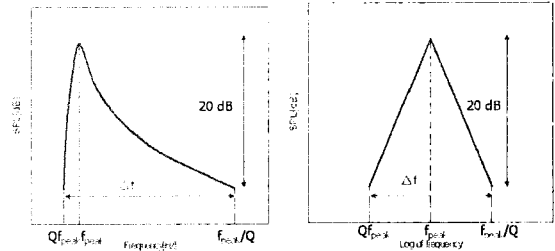


Fig. 5 Broadband noise spectrum

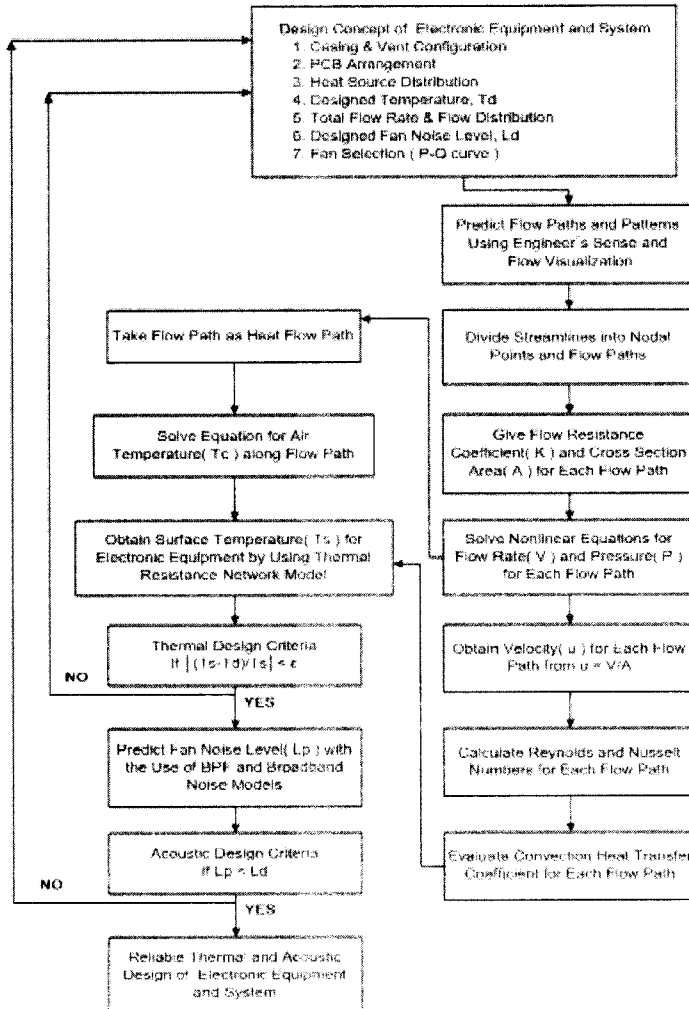


Fig. 6 Computational procedure for fan noise prediction and cooling system design

적 해석 결과 없이 이러한 양력변동 값을 정확하게 예측하기 어려우므로, 모델링의 편이를 위해서, 블레이드 내부 곡면에서 발생하는 2차 유동에 의한 양력 변동은 실험적 관찰에 의해 식 (8)에서 구해진 정상 상태 양력의 20% 정도의 크기를 가지는 것으로 가정하였다<sup>(8)</sup>. 또한 축류형 블레이드 팁 간극의 누설와류에 의한 양력변동은 Sjolander의 상관관계식<sup>(9)</sup>을 이용하여 계산하였다.

광대역 소음은 블레이드 표면의 압력 섭동을 유발하는 소음원인 난류 경계층(turbulent boundary layer)과 후류 와류(wake vortex)에 의한 것으로 간주하였고, 소음 스펙트럼은 필터 이론(filter theory)을 이용하여 Fig. 5같이 모형화 하였으며 이때 품질 인자(Q)는 1/10로 가정하였다. 또한 Fig. 5의 최대 소음도(SPL<sub>peak</sub>) 및 그때의 주파수(f<sub>peak</sub>)는 Wright의 모형<sup>(6)</sup>에 의하면 다음과 같이 표현된다.

$$SPL_{peak} = 10 \log \left[ \frac{\Delta f U_t^2}{R^2 c B} \frac{e^{0.46i}}{i^2} L_T^2 \right] \quad (14)$$

$$f_{peak} = St_{turb} \frac{U_t}{c} \approx 1.0 \frac{U_t}{c} \quad (15)$$

이때 St<sub>turb</sub>, U<sub>t</sub> 및 i는 난류 경계층의 Strouhal 수, 팬 블레이드 팁의 회전속도 및 블레이드 입구 설치각에 대한 공기의 입사각(incidence angle)을 나타낸다.

### 2.3 냉각 시스템 설계 및 팬 소음 예측 과정

앞서 2.1~2.2절의 방법들을 토대로, 냉각 시스템의 설계 절차 및 그에 따른 소음예측 과정이 Fig. 6에 나타나 있다.

Fig. 6에서 보여 지듯이, 시스템 내부에 여러 가지 부품(열원)들이 설치, 배열되어 있는 경우는, 각 부품들의 발열량(또는 열전달량)과 설계온도(또는 허용 가능온도)를 감안하여 부품의 냉각을 위한 공기의 양 및 속도를 결정하고, 이로부터 시스템 내부의 전체 부품들에 필요한 공기를 충분히 공급해 줄 수 있는 성능을 가지는 팬을 선정한다.

팬을 선정하고 나면, 시스템 내부 부품들의 형상, 설치 위치 및 배열을 고려하여, 팬으로부터 부품들까지 냉각 공기가 원활히 유동될 수 있도록 팬의 설치 위치 및 방향을 결정한다. 그리고 팬으로 유입되는 공기와 유출되는 공기의 유동경로 및 유동배분에

대한 해석을 통해 얻어진 팬의 작동점(유량, 압력)과 팬의 설계사양을 바탕으로, 팬의 소음을 예측하고, 예측된 소음도가 냉각시스템의 소음설계기준에 부합되는지를 비교한 후 선정된 팬의 사양, 성능과 팬의 설치 위치, 방향이 적합한지 검토 한다.

## 3. 해석 결과 및 검토

### 3.1 공기조화장치의 실외기

앞서 2장에서 언급한 팬 소음예측 방법을 Fig. 7의 공기조화장치 실외기에 적용하였다. 실외기는 입구 환기구, 응축기, 팬 및 출구 환기구와 같은 유동요소들로 구성되어 있으며, 각 유동요소들을 통과하는 공기 흐름에 대한 유동회로망 모델이 Fig. 7과 식 (14)에 표현되어 있다.

$$-K_{inlet} Q^2 - K_{cond} Q^2 + \Delta P_{fan}(Q) - K_{outlet} Q^2 = 0 \quad (14)$$

주어진 유동요소들의 유동저항 계수들(K<sub>i</sub>)과 팬의 성능곡선(ΔP<sub>fan</sub>)을 토대로, 유동회로망 방법을 이용하여 예측된 팬의 작동유량은 44.4 m<sup>3</sup>/min이었고, 이 예측 값은 46.0 m<sup>3</sup>/min의 시험 결과와 잘 일치하였다<sup>(10)</sup>. 또한 예측된 팬 작동 조건을 토대로, 이 방법을 이용하여 예측된 팬 소음의 주파수 스펙트럼은 Figs. 8(a)와 8(b)와 같은 특성을 가진다. 이때 Fig. 8(b)는 Fig. 8(a)의 결과 중 1000 Hz까지 주파수 영역에 대한 스펙트럼을 확대하여 BPF 소음의 특성을 명확하게 보여주고 있다. 예측 결과들로부터, 팬 소음

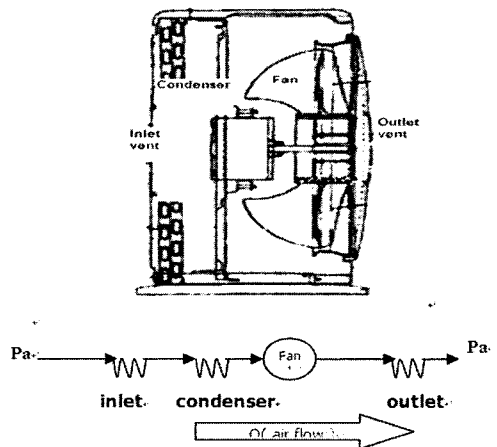


Fig. 7 Outdoor unit of air conditioning system

이 저주파수 영역에서는 BPF 소음에 의해 지배되고, 반면에 고주파수 영역에서는 광대역 소음에 의

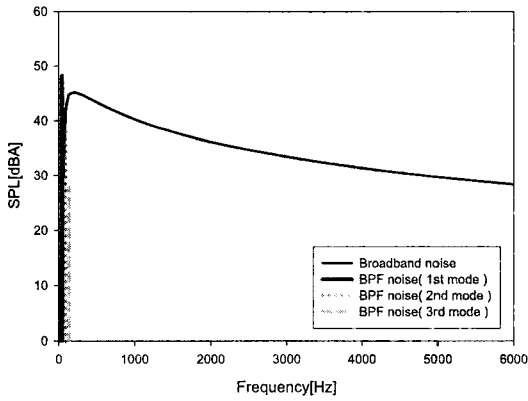


Fig. 8(a) Predicted fan noise spectrum of the outdoor unit of air conditioning system within 0 to 6000 Hz

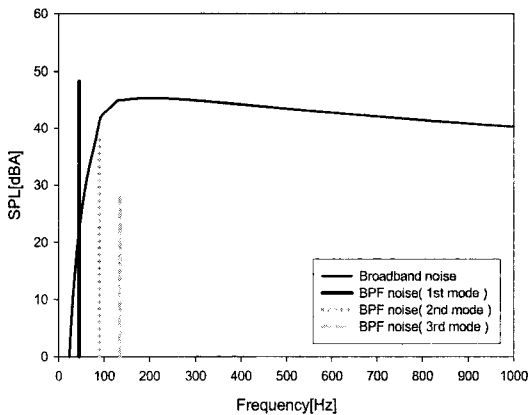


Fig. 8(b) Predicted fan noise spectrum of the outdoor unit of air conditioning system within 0 to 1000 Hz

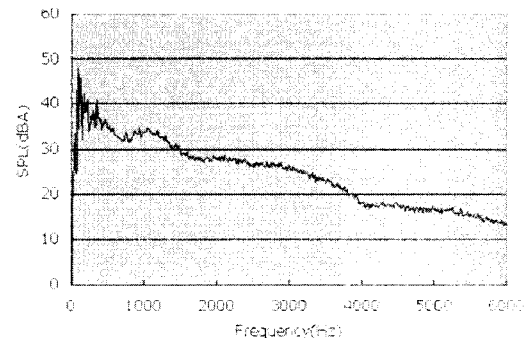


Fig. 9 Measured fan noise spectrum of the outdoor unit of air conditioning system

해 지배됨을 알 수 있다. 또한 Fig. 8(a)와 8(b)의 예측 결과들이 Fig. 9의 측정 결과와도 고주파수 영역을 제외하고는 비교적 잘 일치하였고, 이때 예측된 총 소음도의 값은 60.0 dB(A)로서 측정 결과 57.5 dB(A)와 잘 일치 하였다<sup>(10)</sup>.

### 3.2 공냉식 컴퓨터 시스템

Figs. 10, 11은 웬을 이용하여 전자부품들을 냉각하는 컴퓨터 시스템의 내부구조를, Fig. 12는 그에 대한 유동회로망 모형을 보여주고 있다. Fig. 10과 11에서 보여지듯이, 컴퓨터 내부에는 CPU, TV 카드, PCB 기판, 메모리, 하드디스크 등의 발열 부품들이 3차원적으로 실장 되어 있고, 이러한 부품들의 냉각을 위해 전면 환기구(front vent)에 2개의 웬이 설치되어 공기를 공급하고 있으며, 후면 환기구(rear vent)쪽의 소형 PSU 웬은 공기의 원활한 배출을 위한 보조적인 송풍 기능을 담당하고 있다.

3.1절의 공기조화장치의 경우에 비해, 컴퓨터의

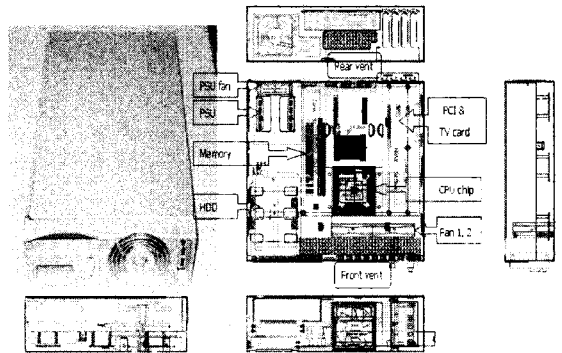


Fig. 10 Internal configuration of PC

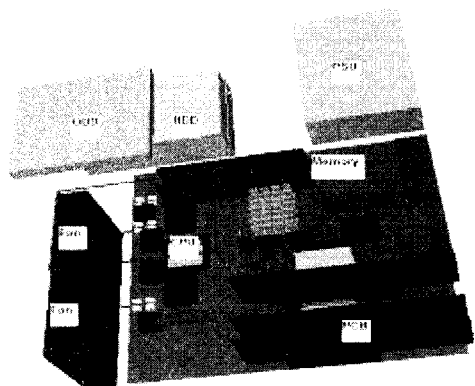


Fig. 11 Isometric view of PC

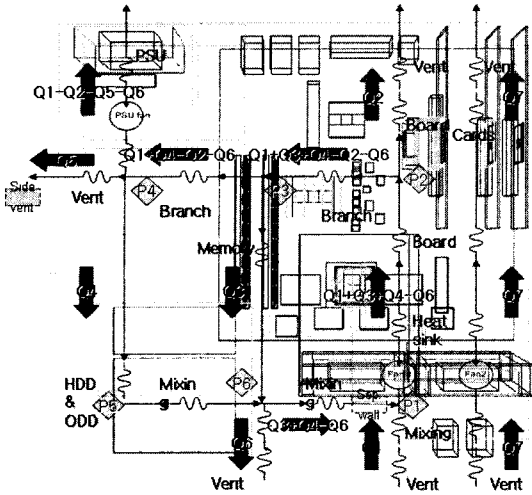


Fig. 12 Flow network model of PC

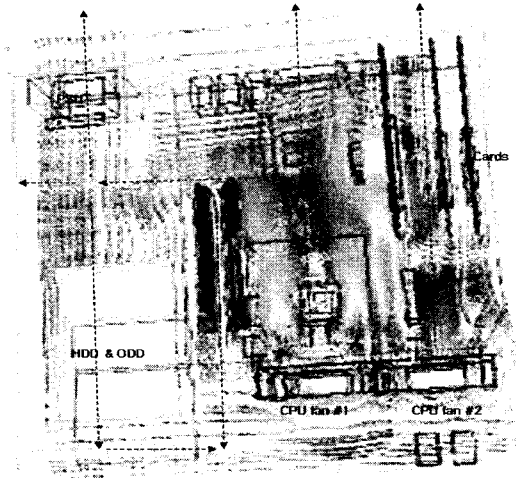


Fig. 13 Calculated flow pattern in computer system

경우는 각 전자부품 들을 통과하는 공기흐름이 매우 복잡하고, 서로 다른 방향을 향하는 다양한 유동 경로들이 존재하므로, 팬을 통과하는 공기 유량을 결정하는 데에 많은 요인들이 복합적으로 작용한다. 그러므로 이 연구는, 컴퓨터 시스템 내부의 복잡한 유동 현상을 예측하기 위해, Fig. 12같은 유동회로망 모형을 가정하였다. 전면 환기구에 위치한 팬#1 이 공기를 공급하여 CPU를 냉각한 후 그 중의 일부 공기는 메모리, 하드디스크, ODD 등을 냉각하고 전면 환기구와 후면의 PSU, 환기구를 통해 배출된다. 또한 전면 환기구에 위치한 팬#2에서 공급되는 공기는 PCB 기판 및 TV, 그래픽 카드 등을 냉각하고 후면 환기구를 통해 배출된다.

이러한 유동 경로 및 그에 따른 유동 조건들을 표현하기 위해, 이 연구는 6개의 압력과 7개의 유량에 대한 13개의 방정식이 연결된 형태의 유동회로망 모형을 사용하였다. 시스템 내부의 대표적인 6개의 유동 절점들에 대한 공기 압력을  $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ 라 하고, 각 유동경로상의 공기 유량을  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6, Q_7$ 라 하면 시스템 내부의 유동 배분은 다음의 식들에 의해 결정된다.

$$P_1 - P_a = -K_{a1} Q_1^2 \quad (15)$$

$$P_2 - P_1 = -K_{12} (Q_1 + Q_3 + Q_4 - Q_6)^2 + \Delta P_{fan1} (Q_1 + Q_3 + Q_4 - Q_6) \quad (16)$$

$$P_a - P_2 = -K_{2a} Q_2^2 \quad (17)$$

$$P_3 - P_2 = -K_{23} (Q_1 + Q_3 + Q_4 - Q_2 - Q_6)^2 \quad (18)$$

$$P_6 - P_3 = -K_{36} Q_3^2 \quad (19)$$

$$P_4 - P_3 = -K_{34} (Q_1 + Q_4 - Q_2 - Q_6)^2 \quad (20)$$

$$P_a - P_4 = -K_{4ap} (Q_1 - Q_2 - Q_5 - Q_6)^2 + \Delta P_{PSU} (Q_1 - Q_2 - Q_5 - Q_6) \quad (21)$$

$$P_a - P_4 = -K_{4av} Q_5^2 \quad (22)$$

$$P_5 - P_4 = -K_{45} Q_4^2 \quad (23)$$

$$P_6 - P_5 = -K_{56} Q_4^2 \quad (24)$$

$$P_1 - P_6 = -K_{61} (Q_3 + Q_4 - Q_6)^2 \quad (25)$$

$$P_a - P_6 = -K_{6a} Q_6^2 \quad (26)$$

$$P_a - P_a = -K_7 Q_7^2 + \Delta P_{fan2} (Q_7) \quad (27)$$

이때  $P_a$ 는 대기압을 나타내며,  $\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_{PSU}$ 는 팬의 특성곡선에 따른 압력-유량에 대한 함수관계를 의미한다. 또한 유동저항계수들( $K$ )은 CPU 방열 핀(fin), 평행한 기판 및 카드 평판, 일정한 개구율(free area ratio)를 가지는 환기구 단면 등과 같은 여러 가지 전자부품 및 유동요소 들에 대한 기존의 압력손실 상관관계식들<sup>(4,5)</sup>로부터 얻어지며, 상세한 값들은 참고문헌 (11)에 기술되어 있다.

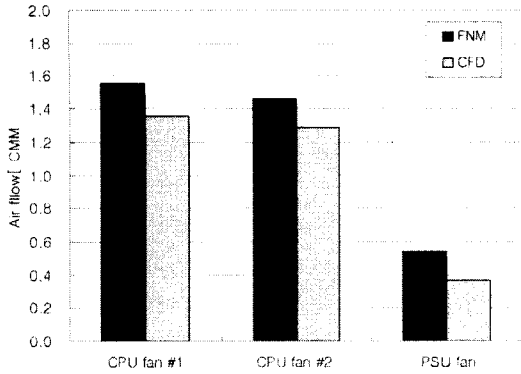


Fig. 14 Air flow comparison between FNM and CFD

이 유동회로망 모형에서 가정한 유동경로의 타당성을 입증하기 위하여, 유동회로망 해석 결과를 시스템 내부의 3차원 유동장을 Flotherm 코드<sup>(12)</sup>를 이용하여 계산한 결과와 비교, 분석하였다. Fig. 13에서 보여 지듯이, 유동회로망 모형에서 가정한 유동경로가 전산유체역학(CFD) 해석에 의한 유동 형태와 잘 일치하고 있으며, 이를 통해 이 유동회로망 모형이 시스템의 유동경로 설계에 매우 적합함을 알 수 있다.

Fig. 14는 유동회로망 모형에 의해 예측된 팬을 통과하는 유량과 Flotherm 코드에 의해 계산된 유량 계산 결과를 비교하고 있다. 그림에서 보여 지듯이, 유동회로망 모형에 의해 계산된 컴퓨터 전면에 위치한 2개의 CPU 팬들에 대한 예측 결과는 CFD 해석 결과와 상대오차 15% 범위에서 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 그러나 컴퓨터 후방에 위치한 PSU 팬의 경우는 유동회로망 모형과 CFD 예측 결과 간에 다소 차이를 보이며, 이러한 결과는 PSU 내부의 전기코일, 전기저항 및 기타 전기소자와 같은 복잡한 구성요소들에 대한 CFD 기법 적용시의 지나치게 단순화된 모형화<sup>(12)</sup> 및 유동회로망 기법에 사용된 시스템 저항의 부정확성에 기인하는 것으로 판단된다. 그러나 이러한 차이에도 불구하고, PSU 내부의 팬은 CPU 팬들에 비해 상대적으로 적은 유량과 낮은 압력으로 공기를 송풍시키는 보조적인 역할을 하므로, 컴퓨터 내부의 전체 유동회로망, 유량 배분 및 소음발생에 미치는 영향은 매우 적다. 결과적으로 이 유동회로망 모형이 컴퓨터 내부와 같이 복잡한 유동조건을 가지는 시스템에 대해서 전체적인 유동배분 및 소음을 주로 발생시키는 팬의 유량

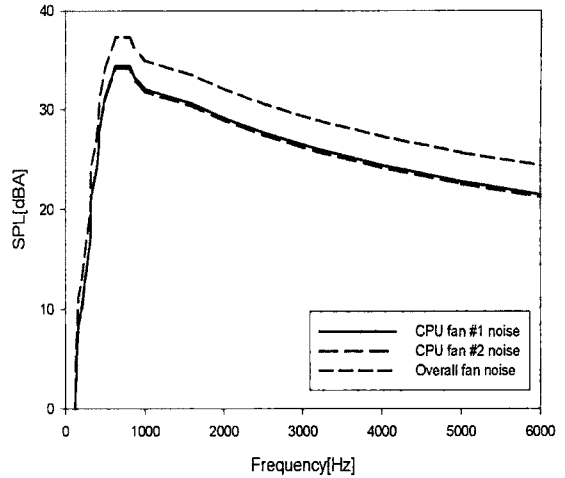


Fig. 15 Predicted CPU fan noise spectrums

예측에는 15% 정도의 오차범위 내에서 비교적 신뢰성 있는 결과를 가져다줄 수 있다.

Fig. 15는 유동회로망 모형에 의해 구해진 팬 작동조건(Fig. 14의 유량조건)과 팬의 설계사양을 토대로, 이 방법에 의해 예측된 전면 환기구의 냉각 팬들(CPU 팬#1, #2)에 의한 총 소음 스펙트럼들을 보여 주고 있으며, 이러한 결과들로 부터 컴퓨터에서 발생하는 팬의 전체 음압도는 44.9 dB(A)로 예측되었다. 이 연구의 대상 컴퓨터에 대한 소음도를 무향실조건에서 실제 컴퓨터 전면 1m에서 측정된 값은 46.5 dB(A)로서<sup>(11)</sup>, 앞서 Fig. 15를 통해 계산한 소음 예측 결과는 측정 결과와도 비교적 잘 일치하였다.

#### 4. 결 론

유동회로망 모형과 결합된 팬 소음예측 기법을 제안하였다. 유동회로망 모형에 의한 팬 작동조건 예측 결과는 측정 및 3차원 CFD 계산 결과와 잘 일치하였고, 유동회로망 모형에 의한 팬 작동조건 예측이 복잡한 유동현상을 수반하는 냉각 시스템의 경우에도 매우 효과적임을 알 수 있었다. 또한 예측된 팬 작동조건과 설계사양을 바탕으로, 이 소음해석모형에 의해 예측된 팬 소음 스펙트럼 및 소음도도 실제 소음 측정 결과와 잘 일치하였다. 그러므로 이 논문에서 제안한 유동회로망과 결합된 소음예측 방법은 팬을 이용하는 공냉식 시스템의 저소음 설계과정에 매우 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대된다.



참 고 문 헌

- (1) Jeon, W. H., Baek, S. J. and Kim, C. J., 2002, "A Numerical Study on the Generation of Acoustics Sound from Sirocco Fans", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 1, pp. 42~47.
- (2) Lee, C., 1996, "Aero-acoustic Performance Prediction Method and Parametric Studies of Axial Flow Fan", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 6, No. 5, pp. 661~669.
- (3) Ishizuka, M., 1994, "A Thermal Design Approach for Electronic Equipment by Use of a Personal Computer and Flow Visualization", Cooling of Electronic System, Kluwer Academic Publisher, pp. 293~312.
- (4) Idelchik, I. E., 1999, Handbook of Hydraulic Resistance, Begell House, Moscow.
- (5) <http://www.pressure-drop.com/Online-Calculator>.
- (6) Wright, S. E., 1976, "The Acoustic Spectrum of Axial Flow Machines", J. of Sound and Vibration, Vol. 45, No. 2, pp. 165~223.
- (7) Dixon, S. L., 1978, "Fluid Mechanics", Thermodynamics of Turbomachinery, Pergamon Press, London.
- (8) Lee, S. I., 1991, "A Study on the Development of Acoustical Design Software for Rotating Machinery", KAITECH-91-PNR0140
- (9) Sjolander, S. A. and Amrud, K. K., 1987, "Effects of Tip Clearance on Blade Loading in a Planar Cascade of Turbine Blade", ASME J. of Turbomachinery, Vol. 109, No. 2, pp. 237~245.
- (10) Lee, C., 2007, "Study on the Noise Mechanism and Prediction Method of Fan and Nearby Flow Elements", LG electronics.
- (11) Lee, C., 2006, "Study on the Design and Analysis System for Electronic Cooling and Noise Reduction of Computer", TG computer.
- (12) Flotherm v6.1 Manual.